

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení - 338

**Optimalizace proporcionálního řízení soustavy pro
odebírání forem**

**The Optimisation of the Proportional Control System for
Removing Moulds**

Student: Bc. Adam Bureček

Vedoucí diplomové práce: Dr. Ing. Lumír Hružík

Ostrava 2010

Zde je zadání diplomové práce

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odstavec. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB -TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o veřejných školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby

V Ostravě.....

.....

podpis studenta

Adresa trvalého pobytu:

Polní 29

Kozmice, 747 11

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce Dr. Ing. Lumíru Hružíkovi a konzultantu Ing. Radimu Friedlovi, za cenné rady a čas věnovaný konzultacím.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bureček, A. Optimalizace proporcionálního řízení soustavy pro odebírání forem. Ostrava: Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010, 73 s. Diplomová práce, vedoucí Dr. Ing. Hružík L.

Tato diplomová práce se zabývá dynamikou hydraulického obvodu zdvih odebírání zatěžkávacích desek. Je zde uvedena činnost formovací linky a popis hydraulického obvodu. Dále je popsáno měřicí zařízení a vlastní měření. Pomocí výsledku měření je sestaven matematický model v programu Matlab – Simhydraulics. Na závěr je navržena optimalizace hydraulického obvodu.

ANNOTATION OF THESIS

Bureček, A. The Optimisation of the Proportional Control System for Removing Moulds. Ostrava: Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipments. Faculty of Mechanical Engineering, VŠB – Technical University of Ostrava, 2010, 73 p. Thesis Work, Hružík, L.

This thesis deals with the dynamics of the hydraulic circuit stroke removing load plates. The actions of forming line a description of the hydraulic circuit are given here. It is described measuring device and the measurement itself. Using the measurement results is constructed a mathematical model in Matlab - Simhydraulics. Finally the optimization of hydraulic circuit is proposed.

Obsah

1	Úvod.....	5
2	Matematický model.....	6
2.1	Matematické modelování.....	6
2.2	Metody řešení matematických modelů	7
2.3	Tvorba matematického modelu	7
2.4	Metody používané v hydraulických mechanismech	8
2.5	Hydraulické odpory	10
2.6	Modely potrubí	13
3	Slévárenská linka WG1	18
3.1.1	Popis funkce linky.....	19
3.1.2	Hydraulika linky.....	20
3.2	Hydraulické schéma obvodu “zdvih odebírání desek“	22
4	Měření tlaku	25
4.1	Odběrové místo.....	26
4.2	Senzor tlaku	27
4.3	Měřicí přístroj	28
5	Vlastní měření	29
5.1	Popis nežádoucích jevů a jejich odstranění	29
5.2	Měření a diagnostika hydrauliky “zdvih odebírání desek“	29
5.3	Vyhodnocení a popis naměřených hodnot.....	30
6	Simulace.....	31
6.1	Matlab, Matlab-Simulink.....	31
6.2	SimHydraulics	32
7	Simulační model.....	33
7.1	Nastavení simulačního modelu.....	33
7.2	Popis simulačního modelu	34
7.3	Parametry nastavení jednotlivých bloků.....	36
8	Vyhodnocení	53
8.1	Výsledky simulace a jejich porovnání s měřením	53

8.2	Simulace zkrácení doby cyklu	57
8.2.1	Úprava nastavení bloků na modelu pro simulaci zkrácení doby cyklu.....	57
8.2.2	Vyhodnocení simulace zkrácení doby cyklu.....	60
8.3	Simulace zvětšení HM na 100/63 při zkrácené době cyklu.....	62
8.3.1	Úprava nastavení bloků na modelu pro simulaci zvětšení HM na 100/63 při zkrácené době cyklu	62
8.3.2	Vyhodnocení simulace zvětšení HM na 100/63 při zkrácené době cyklu	63
8.4	Simulace zvětšení HM na 80/50 při zkrácené době cyklu.....	65
8.4.1	Úprava nastavení bloků na modelu pro simulaci zvětšení HM na 80/50 při zkrácené době cyklu	65
8.4.2	Vyhodnocení simulace zvětšení HM na 80/50 při zkrácené době cyklu	65
8.4.3	Závěrečné vyhodnocení simulací.....	67
9	Závěr	69
10	Seznam použité literatury.....	71
11	Seznam příloh.....	73

Seznam použitého značení

Značka	Název veličiny	Jednotka
C	kapacita vztažená na 1 metr délky	$\text{N}^{-1} \cdot \text{m}^4$
d	vnitřní průměr	m
D	odpor proti deformaci	$\text{N} \cdot \text{m}^{-5}$
E	modul pružnosti potrubí	Pa
J	moment setrvačnosti	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
K	objemový modul pružnosti kapaliny	Pa
l	délka potrubí	m
L_{1m}	odpor proti zrychlení vztažený na 1 metr délky	$\text{N} \cdot \text{m}^{-6} \cdot \text{s}^2$
m	hmotnost	kg
n	polytropický exponent	1
p	tlak	Pa
Q	průtok	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
R_{1m}	odpor proti pohybu vztažený na 1 metr délky	$\text{N} \cdot \text{m}^{-8} \cdot \text{s}^2$
Re	Reynoldsovo číslo	1
R_{lin1m}	lineární (linearizovaný) odpor proti pohybu	$\text{N} \cdot \text{m}^{-5} \cdot \text{s}$
s	tloušťka stěny	m
t	čas	s
v	rychlost proudění	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
x	délka	m
η	dynamická viskozita	Pa.s
λ	součinitel tření	1
ν	kinematická viskozita	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
ρ	hustota kapaliny	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$

ω	úhlová frekvence	s^{-1}
Δp	tlakový spád	Pa
π	Ludolfovo číslo	1

1 Úvod

Hydraulické mechanismy jsou nedílnou součástí nejrůznějších odvětví v průmyslu. Můžeme se s nimi setkat u výrobních strojů a zařízení, staveních strojů, zařízení hutnických továren, dopravních a manipulačních zařízení, těžebních strojů, energetice, potravinářství a v neposlední řadě také v letecké technice. Využití těchto mechanismů v posledních letech stoupá díky zvyšujícím se kvalitám provedení jednotlivých prvků. Jejich výhodami jsou výhodné charakteristiky pohonu, jednoduché plynulé i stupňovité řízení parametrů, příznivý poměr výkonu a hmotnosti akčního členu a také možnost zástavby do konstrukce stroje. V oblasti velkých výkonových zesílení nelze tyto mechanismy nahradit jiným známým typem mechanismů. Postupem času stále více rostou požadavky na technickou úroveň, přesnost, složitost a rychlost řízení hydraulických mechanismů. Spojením hydrauliky, elektroniky a výpočetní techniky vytváříme stále přesnější mechanismy, které rostoucí požadavky splňují a tím také ovlivňují kvalitu výrobní technologie a zvyšují tím i produktivitu práce.

S rozvojem výpočetní techniky se naskytla možnost dynamické chování hydraulických prvků a celých hydraulických systému simulovat pomocí různých matematických modelů a simulačních programů. Výhoda simulace hydraulického obvodu spočívá v tom, že s výpočetním modelem, který představuje skutečný hydraulický obvod, můžeme nasimulovat různé provozní stavy hydraulického mechanismu za různých počátečních podmínek s různými prvky a jejich nastavením. Takto můžeme zjistit konstrukční chybu či nedostatek ještě před samotnou realizací daného mechanismu, ale také vyřešit problémy na již provozovaném zařízení. Matematické modelování je nutné ověřit experimentem, neboť průvodním jevem modelování je zjednodušování. Skutečnost, že každý model je vždy zatížen chybou neubírá na významu modelování a jeho výsledcích.

Na základě zadavatele této diplomové práce, firmy PKS Servis s.r.o., bude provedena diagnostika a simulace hydraulického obvodu v programu Matlab - SimHydraulics. Tento hydraulický obvod zajišťuje funkci zdvih odebrání zatěžkávacích desek a je součástí slévárenské formovací linky WG1 v závodu Viadrus ve firmě ŽDB. Úkolem bude simulovat dynamické chování při zvýšení rychlosti zdvihu hydromotoru a vlivu světlosti hydromotoru na tento rychlejší režim. Výsledkem této simulace by mělo být snížení doby cyklu linky z 24 s na 14 s a tím zvýšení produktivity výroby.

2 Matematický model

2.1 Matematické modelování

Matematické modelování je účinnou metodou díky, které můžeme poznávat vlastnosti zkoumaných objektů a také je to způsob, jak popsat systém a jeho chování matematickými rovnicemi. Vytváření matematických modelů na počítačích, se stalo důležitou součástí návrhu různých složitých zařízení. Díky počítačové simulaci můžeme s matematickým modelem experimentovat velice podobně jako s reálným objektem, ale bez rizika havárie a potřeby reálného objektu, čímž se náklady na realizaci velmi sníží.

Modelování a simulace složitých technických systémů se zasloužily o rozvoj technických i netechnických oborů, a také o rozvoj a dostupnost výpočetní techniky a aplikačního programového vybavení. Spolu se složitostí těchto systémů však rostou požadavky na znalost postupů vytváření matematických modelů, které vedou k abstraktním formám a je třeba se zaměřit na to, aby nedošlo k odtržení od reality. Matematické modelování nám umožňuje rychle a efektivně prověřit různé varianty za různých počátečních podmínek, ovšem je nutné modely ověřovat v reálných podmínkách.

Průvodním jevem modelování je zjednodušování, a to se projevuje tím více, čím složitější je zkoumaný problém. Musíme proto najít optimální poměr mezi zjednodušením a přijatelnou věrohodností modelu. Hlavními faktory pro správné určení matematického modelu jsou charakter řešené úlohy, cíle řešení, dobrá znalost fyzikální podstaty problému a v neposlední řadě záleží na schopnosti řešitele odlišit a vyčlenit podstatné od nepodstatného a dovést zjednodušení k hranici, kdy model stále zůstává věrohodný. Každý model je vždy zatížen chybou, ale to neubírá na významu modelování a jeho výsledcích.

Matematický model je formálním vyjádřením problému ve fyzikálních a matematických termínech. Je představován soustavou matematických vztahů jednoznačně popisující zkoumaný jev nebo proces a to zejména pomocí rovnic:

- algebraické rovnice
- obyčejné diferenciální rovnice
- parciální diferenciální rovnice

2.2 Metody řešení matematických modelů

Metody řešení matematických modelů lze rozdělit na analytické a numerické.

Analytické metody

Analytické metody umožňují získat řešení ve tvaru matematického výrazu pro hledanou veličinu jako funkci prostorových souřadnic a času. Řešení musí odpovídat řešené rovnici a podmínkám jednoznačnosti.

Složitější popis problému je analyticky prakticky neřešitelný, proto u většiny úloh je obvykle nutné zjednodušit matematický model procesu tak, aby úlohy byly řešitelné. Základním problémem je pak určení stupně zjednodušení modelu při zachování jeho věrohodnosti.

Numerické metody

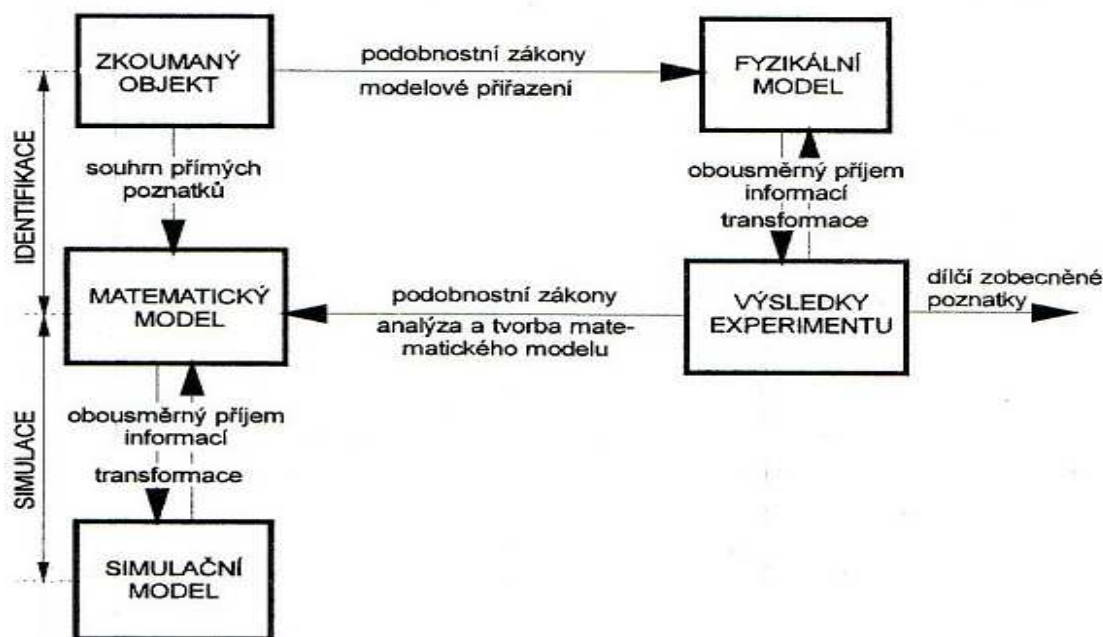
Numerické metody umožňují získat řešení úlohy v konečném počtu diskrétních míst, tzv. uzlů, zvolené výpočtové sítě, a jsou vhodnější i pro nelineární úlohy se složitými okrajovými podmínkami na složitých oblastech.

Numerické metody, jejichž podstata leží v diskretizaci proměnných, mají značné možnosti uplatnění v rozvíjejícím se počítačovém modelování.

2.3 Tvorba matematického modelu

Matematický model lze vytvořit prakticky dvěma metodami. A to metodou přímé identifikace, kde se vychází ze souhrnu poznatků o chování zkoumaného objektu, získaných jednak identifikací objektu, jednak jako výsledek rozvoje příslušného oboru. Nebo metodou nepřímé identifikace, kde se potřebné informace získávají na fyzikálním modelu nepřímo.

Pro matematické modelování v hydraulických mechanismech lze použít obecné programovací jazyky, jako jsou např.: Pascal, Mathcad, Matlab, Maple nebo speciální komerčně vytvořené programovací jazyky jako jsou např.: Flowmaster, Matlab-Simscape (Simhydraulics).



Obr. 2.1 Schéma tvorby matematického modelu [5]

2.4 Metody používané v hydraulických mechanismech

Metoda soustředných parametrů

Je to metoda, kdy obvod hydraulického mechanismu nebo jeho části je nahrazen zjednodušeným modelem, v němž jsou všechny jeho dynamické parametry (odpory) soustředěny do charakteristických míst. Jedná se o tyti tři, odpor proti pohybu, odpor proti zrychlení a odpor proti deformaci. Jestliže předpokládáme v obvodu jednorozměrné proudění závislé na čase t , pak jsou časové změny tlaku $p(t)$ a průtoku $Q(t)$ uvažovány tak, jako by probíhaly po celé délce potrubí hydraulického obvodu současně, tj. bez vlivu délky úseku. Tuto metodu využívá program Matlab – SimHydraulic.

Metoda rozložených parametrů

Je to nejdokonalejší, ale také nejobtížnější způsob modelování hydraulických mechanismů. U této metody jsou dynamické parametry, tj. odpory proti pohybu, zrychlení a deformaci, v daném systému rozloženy spojitě.

Dynamické chování systému, které je charakteristické zejména změnami tlaků, průtoků v čase a prostoru je v tomto případě popisováno pomocí parciálních diferenciálních rovnic. Tato metoda je vhodná pro výpočty systémů s dlouhým potrubím. Za předpokladu

jednorozměrného proudění v obvodu, závislého na čase t a poloze x , jsou závisle proměnnými veličinami tlak $p = p(x, t)$ a průtok $Q = Q(x, t)$.

Vychází se z rovnice kontinuity:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{1}{C_{1m}} \cdot \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (2.1)$$

a z rovnice pohybové:

$$\frac{\partial p}{\partial x} + R_{1m} Q^2 + L_{1m} \frac{\partial Q}{\partial t} = 0 \quad (2.2)$$

kde R_{1m} , L_{1m} , C_{1m} jsou dynamické parametry vztažené na jeden metr délky potrubí.

Metoda modelování soustavou přenosových funkcí

Pomocí této metody modelování lze řešit lineární nebo linearizované úlohy. Použijeme zde Laplaceovu transformaci, která je odvozena z teorie elektrických obvodů. U této transformace se funkci $x(t)$ (vzor) přiřadí funkce $X(s)$ (obraz), kde s je komplexní proměnná.

Hydraulické systémy můžeme charakterizovat nelineárním popisem, tj. nelineárním matematickým modelem. Nelineární charakter lze v okolí zkoumaného pracovního bodu výrazně redukovat pomocí linearizace.

Metoda Laplaceovy transformace vychází ze tří rovnic, které zahrnují důležité parametry potrubí:

odpor proti pohybu

$$R_{lin\ 1m} = \frac{128}{\pi} \cdot \frac{\rho v}{d^4} \left[m^{-5} \cdot N \cdot s \right] \quad R_{1m} = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{\rho \lambda_t}{d^5} \left[m^{-8} \cdot N \cdot s^2 \right] \quad (2.3)$$

hydraulická kapacita

$$C_{1m} = \frac{S}{K} \left(1 + \frac{Kd}{Es} \right) \left[m^4 \cdot N^{-1} \right] \quad (2.4)$$

odpor proti zrychlení

$$L_{1m} = \frac{\rho}{S} \left[m^{-6} \cdot N \cdot s^2 \right] \quad (2.5)$$

Soustava parciálních diferenciálních rovnic se řeší postupně. Laplaceovou transformací dostaneme soustavu obyčejných diferenciálních rovnic. Podílem Laplaceových obrazů

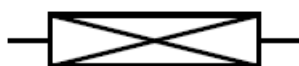
výstupní a vstupní veličiny při nulových počátečních podmínkách je definován přenos, což je komplexní číslo. Pro určení vlastností přenosu a tím i vlastností systému se provede tzv. frekvenční analýza. Určí se reálná a imaginární část a pro snadné grafické vyhodnocení se určí amplituda a fáze přenosu. Graficky se vyhodnotí amplitudová a fázová charakteristika.

2.5 Hydraulické odpory

Matematický model může být vytvořen pomocí třech druhů hydraulických odporů (odporem proti pohybu, deformaci a zrychlení). Model skutečného prvku lze vytvořit kombinací těchto odporů. Hydraulické odpory jsou analogické s odpory elektrickými.

Odpor proti pohybu

Představuje všechny odpory proti proudění kapaliny (odpory třením a místní odpory). Tyto odpory mohou být laminární nebo turbulentní. Laminární odpor je na průtoku lineárně závislý a z elektrické analogie odpovídá odporu ohmickému. Turbulentní odpor ve vyvinutém stadiu je na průtoku kvadraticky závislý. To přináší do řešení dynamiky hydraulických obvodů nelinearitu, a je potřeba nelineární průběh linearizovat. Výsledek linearizace, ale platí jen v oblasti, kde nahrazuje nelineární průběh s malými odchylkami.



Obr. 2.2 Značka odporu proti pohybu

Odpor proti pohybu je určen vztahem:

$$R = \frac{d(\Delta p)}{dQ_v} \quad (2.6)$$

Ze vztahu (2.6) získáme tlakový spád na tomto odporu:

$$\Delta p = R \cdot Q^n \quad (2.7)$$

(kde $n = 1 \dots$ pro laminární proudění; $n = 2 \dots$ pro turbulentní proudění)

$$\Delta p = R \cdot Q \Rightarrow R = \frac{\Delta p}{Q} \quad (2.8)$$

Pro potrubí kruhového průřezu je součinitel třecích ztrát λ pro laminární proudění:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (2.9)$$

Výsledný odpor proti pohybu pro laminární proudění:

$$R_{\text{lam}} = \frac{128 \cdot \nu \cdot \rho \cdot l}{\pi \cdot d^4} \quad [kg \cdot m^{-4} \cdot s^{-1}] \quad (2.10)$$

Při vyvinutém turbulentním proudění je hodnota součinitele třecích ztrát:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{\text{Re}}}, \text{ pro } \lambda < 10^5 \quad (2.11)$$

Vztah pro odpor proti pohybu pro turbulentní proudění je následující:

$$R = \frac{8 \cdot \lambda \cdot \rho \cdot l}{\pi^2 \cdot d^5} \quad [kg \cdot m^{-7} \cdot s^{-2}] \quad (2.12)$$

Odpor proti zrychlení

Příčinou odporu proti zrychlení, někdy také nazývanému hydraulická indukčnost je setrvačnost kapaliny nebo setrvačnost v systému pohybujících se hmot (píst, pístnice, zátěž, pružina, apod.).



Obr. 2.3 Značka odporu proti zrychlení

Tlakový spád na délce l je dán rovnicí:

$$\Delta p = L \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (2.13)$$

Odpor proti zrychlení obecně:

$$L = \frac{\Delta p}{\frac{dQ}{dt}} \quad (2.14)$$

Odpor proti zrychlení u přímočarého pohybu je určen vztahem:

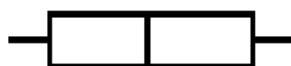
$$L = \frac{m}{s^2} \quad [kg \cdot m^{-4}] \quad (2.15)$$

U rotačního pohybu:

$$L = \left(\frac{2 \cdot \pi}{V_g} \right)^2 \cdot J \quad [kg \cdot m^{-4}] \quad (2.16)$$

Odpor proti deformaci

Vyjadřuje schopnost prvku akumulovat do sebe určité množství kapaliny. Takovým odporem může být například akumulátor, nádrž, pružina, stlačitelnost kapaliny nebo deformace hadice vlivem tlakové energie.



Obr. 2.4 Značka odporu proti deformaci

Odpor proti deformaci je určen vztahem:

$$D = \frac{d(\Delta p)}{d(\Delta V)} = \frac{1}{Q} \cdot \frac{d\Delta p}{dt} \quad (2.17)$$

Převrácenou hodnotou odporu proti deformaci je hydraulická kapacita:

$$C = \frac{1}{D} = \frac{Q}{\frac{d\Delta p}{dt}} = \frac{dV}{d\Delta p} \quad (2.18)$$

Tlakový spád na délce l je dán rovnicí:

$$\Delta p = \frac{1}{C} \cdot \int Q \cdot dt \quad (2.19)$$

Kapacita potrubí je dána vztahem:

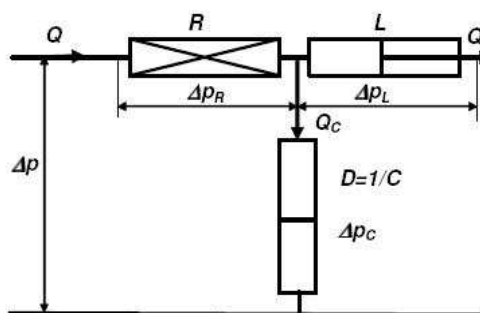
$$C = \frac{V}{K} \cdot \left(1 + \frac{K \cdot d}{E \cdot S} \right) \quad (2.20)$$

2.6 Modely potrubí

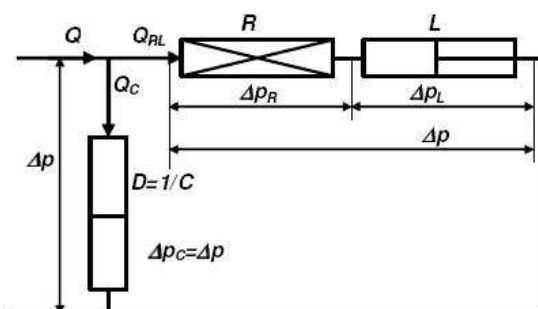
Modelování hydraulických systémů pomocí tří zavedených hydraulických odporů (odporu proti pohybu, odporu proti zrychlení a odporu proti deformaci) a ideálních zdrojů tlaku a průtoku vychází z abstrakce, která vede k matematickým modelům se soustředěnými parametry. Kombinováním těchto odporů lze vytvořit model skutečného prvku. Uvedené vlastnosti se zde často vyskytují rozprostřeně - např. potrubí, u některých prvků je některá vlastnost dominantní - regulační ventily - hydraulický odpor, hydraulický akumulátor - hydraulická kapacita apod. Přechod k modelům se soustředěnými parametry představuje důležité zjednodušení, které vede ke snadněji rozložitelným matematickým modelům, a při citlivém sestavení je přesnost modelu dostatečná technickým aplikacím.

Při matematickém modelování hydraulického vedení lze použít různých kombinací zapojení odporů R , L , C , k vyjádření předpokládaných vlastností uvažovaného hydraulického vedení. Zapojení může být sériové, paralelní nebo obecné a existuje zde analogie s Kirchhoffovými zákony. Zákon o uzlech, jež představuje rovnice kontinuity a zákon o okruzích, který říká, že součet tlakových spádů na odporech v jediném okruhu je roven nule.

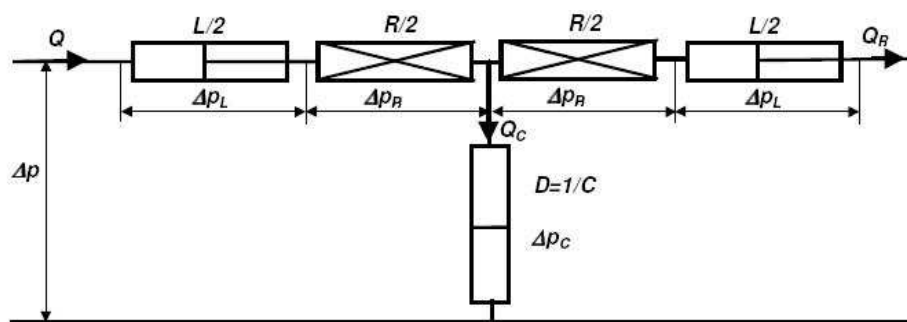
Nejčastěji se vyskytují tyto kombinace:



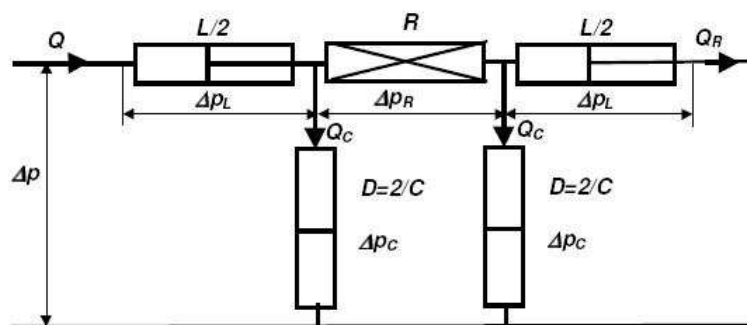
Obr. 2.5 T – článek



Obr. 2.6 L – článek



Obr. 2.7 Symetrický T – článek



Obr. 2.8 π – článek

Řešení pro T – článek:

Ze zákona o okruzích dle obr. 2.5 vyplývá:

$$\Delta p = \Delta p_R + \Delta p_L = \Delta p_R + \Delta p_C \Rightarrow \Delta p_L = \Delta p_C \quad (2.21)$$

Ze zákona o uzlech platí:

$$Q = Q_C + Q_L \Rightarrow \frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_C}{dt} + \frac{dQ_L}{dt} \quad (2.22)$$

Dále platí:

$$\Delta p_L = L \frac{dQ_L}{dt} \quad (2.23)$$

$$\Delta p_C = \frac{1}{C} \int Q_C dt \quad (2.24)$$

Laminární nebo linearizované proudění:

$$\Delta p_R = R_{lin} \cdot Q \quad (2.25)$$

$$\Delta p = R_{lin} Q + \frac{1}{C} \int Q_C dt \Rightarrow \quad (2.26)$$

$$\Rightarrow \frac{dQ_C}{dt} = C \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} - CR_{lin} \frac{d^2 Q}{dt^2} \quad (2.27)$$

$$\Delta p = R_{lin} Q + L \frac{dQ_L}{dt} \Rightarrow \quad (2.28)$$

$$\Rightarrow \frac{dQ_L}{dt} = \frac{\Delta p}{L} + \frac{R_{lin}}{L} Q \quad (2.29)$$

$$\frac{dQ}{dt} = C \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} - CR_{lin} \frac{d^2 Q}{dt^2} + \frac{\Delta p}{L} + \frac{R_{lin}}{L} Q \quad (2.30)$$

Po úpravě je výsledná rovnice následující:

$$R_{lin} LC \frac{d^2 Q}{dt^2} + L \frac{dQ}{dt} + R_{lin} Q = LC \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} + \Delta p \quad (2.31)$$

Turbulentní proudění:

$$\Delta p_R = R \cdot Q^2 \quad (2.32)$$

$$\Delta p = R Q^2 + \frac{1}{C} \int Q_C dt \Rightarrow \quad (2.33)$$

$$\Rightarrow \frac{dQ_C}{dt} = C \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} - CR \frac{d^2 (Q^2)}{dt^2} \Rightarrow \quad (2.34)$$

$$\Rightarrow \frac{dQ_C}{dt} = C \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} - 2CR \left(\frac{dQ}{dt} \right)^2 - 2CRQ \frac{d^2 Q}{dt^2} \quad (2.35)$$

$$\Delta p = R Q^2 + L \frac{dQ_L}{dt} \Rightarrow \quad (2.36)$$

$$\Rightarrow \frac{dQ_L}{dt} = \frac{\Delta p}{L} + \frac{R}{L} Q^2 \quad (2.37)$$

$$\frac{dQ}{dt} = C \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} - 2CR \left(\frac{dQ}{dt} \right)^2 - 2CRQ \frac{d^2 Q}{dt^2} + \frac{\Delta p}{L} + \frac{R}{L} Q^2 \quad (2.38)$$

Po úpravě je výsledná rovnice následující:

$$2RLCQ \frac{d^2 Q}{dt^2} + 2RLC \left(\frac{dQ}{dt} \right)^2 + L \frac{dQ}{dt} + RQ^2 = LC \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} + \Delta p \quad (2.39)$$

Rovnice (2.31) a (2.39) jsou druhého řádu vzhledem k průtoku i tlaku. Ani v jednom případě se na pravé straně nevyskytuje člen obsahující odpor proti pohybu, proto v případě výpočtu tlaku bude výsledkem netlumená křivka. Tento prvek je tedy nevhodný pro výpočet tlaku. Rozbor analytického řešení by vedl k závěru, že výsledkem bude exponenciála nebo harmonická funkce, tak jako pro každou diferenciální rovnici druhého řádu. Dále by následovalo numerické řešení.

Řešení pro L – článek:

Ze zákona o okruzích dle obr. 10 vyplývá:

$$\Delta p = \Delta p_R + \Delta p_L = \Delta p_C \quad (2.40)$$

Ze zákona o uzlech platí:

$$Q = Q_{RL} + Q_C \quad (2.41)$$

Dále platí:

$$Q_{RL} = \frac{1}{L} \int \Delta p_L \cdot dt \quad (2.42)$$

$$Q_C = C \frac{d\Delta p}{dt} \quad (2.43)$$

Laminární nebo linearizované proudění:

$$Q_{RL} = \frac{\Delta p_R}{R_{lin}} \quad (2.44)$$

$$Q = C \frac{d\Delta p}{dt} + \frac{\Delta p_R}{R_{lin}} \Rightarrow \quad (2.45)$$

$$\Rightarrow \Delta p_R = R_{lin} Q - R_{lin} C \frac{d\Delta p}{dt} \quad (2.46)$$

$$Q = C \frac{d\Delta p}{dt} + \frac{1}{L} \int \Delta p_L dt \quad (2.47)$$

$$\Rightarrow \frac{dQ}{dt} = C \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} + \frac{\Delta p_L}{L} \quad (2.48)$$

$$\Rightarrow \Delta p_L = L \frac{dQ}{dt} - LC \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} \quad (2.49)$$

Po úpravě je výsledná rovnice následující:

$$LC \frac{d^2(\Delta p)}{dt^2} + R_{lin} C \frac{d(\Delta p)}{dt} + \Delta p = L \frac{dQ}{dt} + R_{lin} Q \quad (2.50)$$

Turbulentní proudění:

$$Q_{RL} = \sqrt{\frac{\Delta p_R}{R}} \quad (2.51)$$

$$Q = C \frac{d\Delta p}{dt} + \sqrt{\frac{\Delta p_R}{R}} \Rightarrow \quad (2.52)$$

$$\Rightarrow \Delta p_R = R \left(Q - C \frac{d\Delta p}{dt} \right)^2 \quad (2.53)$$

$$Q = C \frac{d\Delta p}{dt} + \frac{1}{L} \int \Delta p_L dt \quad (2.54)$$

$$\Rightarrow \frac{dQ}{dt} = C \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} + \frac{\Delta p_L}{L} \quad (2.55)$$

$$\Rightarrow \Delta p_L = L \frac{dQ}{dt} - LC \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} \quad (2.56)$$

Po úpravě je výsledná rovnice následující:

$$LC \frac{d^2(\Delta p)}{dt^2} + 2RCQ \frac{d(\Delta p)}{dt} - RC^2 \left(\frac{d(\Delta p)}{dt} \right)^2 + \Delta p = L \frac{dQ}{dt} + RQ^2 \quad (2.57)$$

Diferenciální rovnice (2.50) a (2.57) vyjadřují závislost vstupního průtoku Q a tlakového spádu Δp . Obě veličiny jsou v derivacích, jako vstupní veličinu lze tedy zvolit libovolnou

proměnnou a druhou veličinu spolu se zadanými počátečními podmínkami řešit. Dále by opět následovalo numerické řešení. [3], [6]

3 Slévárenská linka WG1

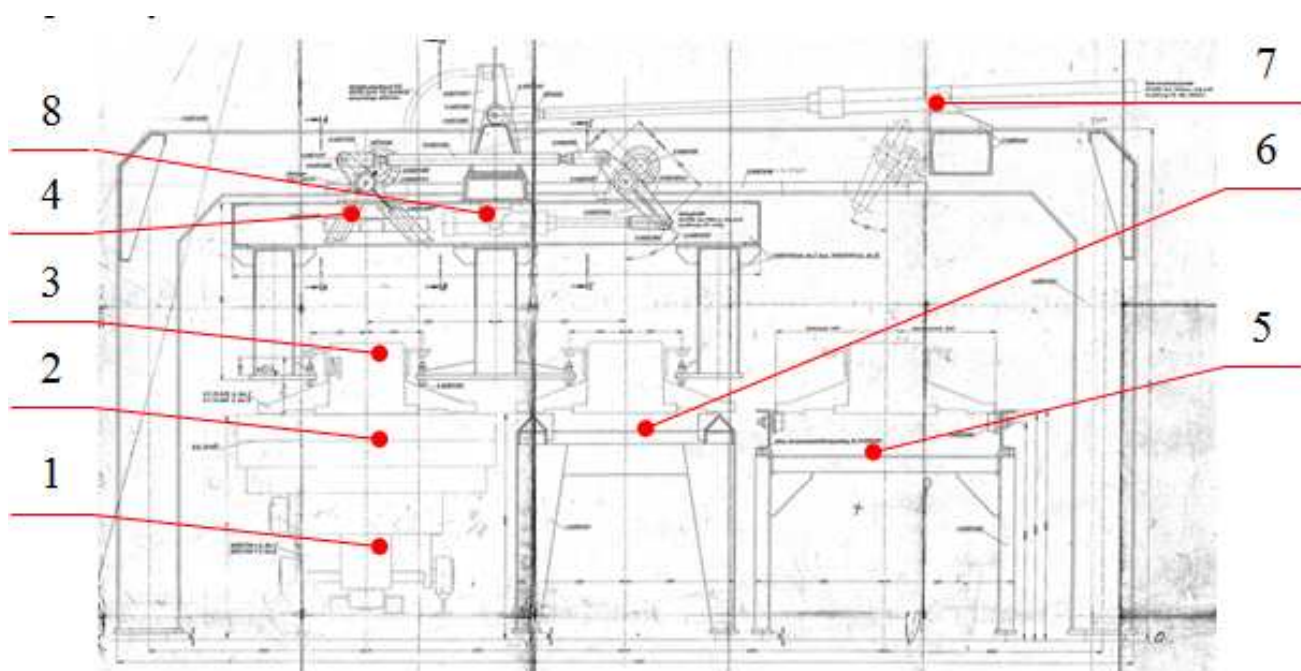
Ve firmě ŽDB v závodě Viadrus se nachází slévárenská formovací linka WG1. Na této lince jsme provedli měření tlaků u několika hydraulických obvodů. Tyto hodnoty nám poslouží jako vstupní parametry pro matematické modelování.

Slévárenská linka WG1 slouží k odlévání jednotlivých článků radiátorů. Na lince se forma skládá ze dvou rámu vyplněných pískem, ve kterých se pod lisu otiskne vnější část konečného výrobku. Než se tyto části složí, je do prvního rámu vložen pískový model, který tvoří vnitřní prostor pro vodu. Pískový model je vypodkládán podložkami pro vystředění pískového modelu. Po složení formy ze dvou rámu, jsou tyto rámy před zalitím taveninou zatíženy zatěžkávacími deskami v místě odlévání, aby nedošlo k nadzvednutí horního rámu při odlévání. Zatěžkávací rám je po cca 40 metrech sundáván a litina postupně tuhne. Na konci je písková forma i s odlitky vyražena z rámu. Písek padá na pás a dopravuje se zpět do zásobníků, které plní rámy před lisováním. Nás bude zajímat část této linky, a sice uzel zatěžkávacích desek.

Uzel zatěžkávacích desek slouží k nakládání a odebírání zatěžkávacích desek z odlévacích forem. Hmotnost zatěžkávací desky je 650 až 680kg. Cyklus linky začíná naložením zatěžkávací desky na formu s odlitkem, která je uložena na kolejovém dopravníku. Poté co na trati urazí cca 40 metrů, ji zdvihací zařízení odebere. Zdvihací zařízení vždy zvedá dvě desky, přičemž jedna se dostane do mezipolohy a druhá na válečkovou trať, po které se vrátí zpět. Nakládací zařízení ji znovu dá nejprve do mezipolohy a poté jí opět naloží na formu s odlitkem.

Hydraulika zde zajišťuje šest funkcí, tři pro nakládání desek a tři pro jejich odebírání. Konstrukce mechanismu je na začátku (nakládání) i na konci (odebírání) stejná s tím rozdílem, že na začátku je brzdový válec a na konci tlačný, čímž je zajištěn vratný pohyb desek.

3.1.1 Popis funkce linky



Obr. 3.1 Nosný rám zatěžkávacích desek viz. Příloha C

Pro podrobnější popis jsem zvolil soustavu pro odebírání zatěžkávacích desek. Odlévací forma obr. 3.1 poz. 2 na vozíku obr. 3.1 poz. 1 jede po kolejové trati s naloženou zatěžkavací deskou obr. 3.1 poz. 3. Přímočarý hydromotor pro funkci “zdvih odebírání desek“ obr. 3.1 poz. 8 se zasune, tím přes pákový mechanismus zvedne desku jak z vozíku, tak i z mezipolohy obr. 3.1 poz. 6. Následně se přímočarý hydromotor pro funkci “pojezd odebírání desek“ obr. 3.1 poz. 7 zasune a tím přemístí desku z vozíku do mezipolohy a desku z mezipolohy na válečkovou trať obr. 3.1 poz. 5. Dále se přímočarý hydromotor pro funkci “zdvih odebírání desek“ vysune a spustí tak obě desky dolů. Poté se přímočarý hydromotor pro funkci “pojezd odebírání desek“ vysune a vrátí zdvihací mechanismus do výchozí polohy.

Nakonec se přímočarý hydromotor pro funkci “tlačný válec desek“ obr. 3.2 poz. 9 vysune a potlačí desky na válečkové trati, tím vytvoří prostor pro položení další desky. Válec se ihned po vysunutí zasouvá.



Obr. 3.2 Tlačný válec desek

3.1.2 Hydraulika linky

Hydraulický agregát obr. 3.3, který napájí hydraulický obvod pro odebírání forem je společný i pro několik dalších obvodů, které jsou součástí celé linky např. lisu nebo další manipulační prvky. Aby nedocházelo k tlakovým propadům při spuštění více obvodů najednou, je hydraulický systém vybaven pístovým akumulátorem obr. 3.4.



Obr. 3.3 Hydraulický agregát



Obr. 3.4 Pístový akumulátor

Tlaková kapalina je přiváděna potrubím o délce cca 15 metrů k bloku řízení obr. 3.5 a odtud pak potrubím o délce cca 35 metrů k hydromotorům obr. 3.6.



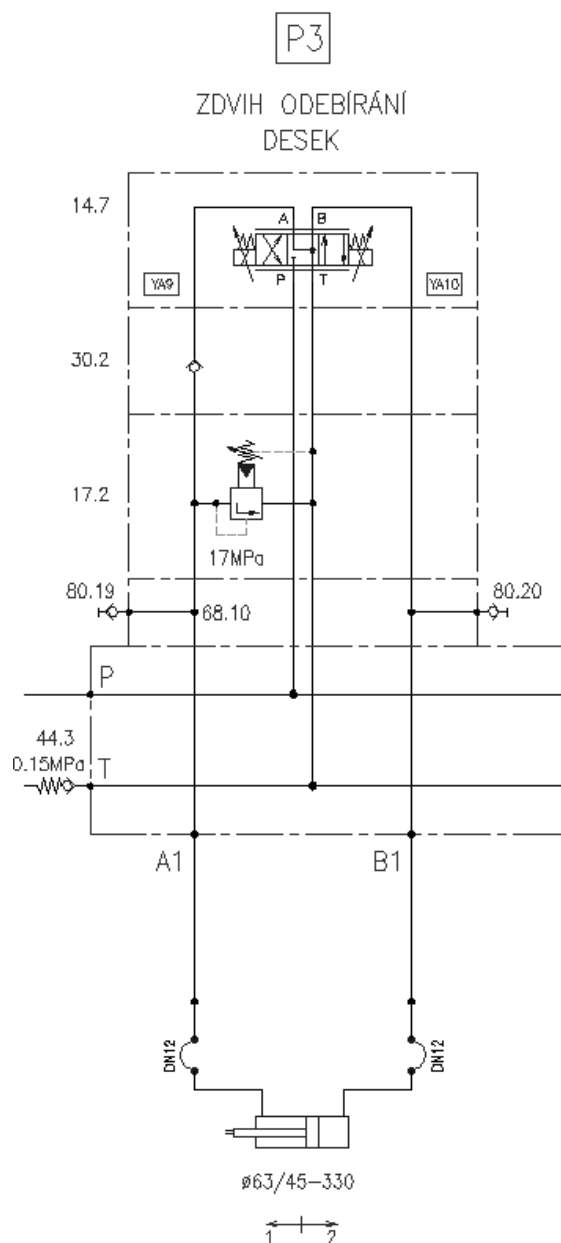
Obr. 3.5 Blok řízení



Obr. 3.6 Přímochárý hydromotor – zdvih odebírání desek

3.2Hydraulické schéma obvodu “zdvih odebírání desek“

Toto schéma obr. 3.7 je zjednodušené a jsou zde zakresleny jen prvky ovlivňující pohyb “zdvih odebírání desek“. Při provozu formovací linky má tato funkce na starost zvedání a spouštění zatěžkávacích desek. Tento pohyb je zajištěn přímochárým hydromotorem 63/45-330 obr. 3.7 a jeho řízení je uskutečněno proporcionálním rozvaděčem 14.7 obr. 3.7. Při vysouvání pístnice se do činnosti uvede jednosměrný ventil 30.2 a také přepouštěcí ventil 17.2, který větev A1 odlehčí. Tlaková kapalina je dodávána hydraulickým agregátem a pístovým akumulátorem přívodní větví P a odváděna odpadní větví T. Pracovní tlak v systému je 180 bar. Odběrové místo pro měření tlaku na větví A1 je vytvořeno pomocí minimes 80.19 a na větví B1 pomocí minimes 80.20, které jsou zašroubovány do měřící mezidesky 68.10. Tlakové větve A1 a B1 tvoří ocelové potrubí o délce 35 metrů, vnějším průměru 16 mm a vnitřním průměru 12 mm. Hydromotor je k potrubí připojen hydraulickými hadicemi o délce 3 metry a vnitřním průměru 12 mm.



Obr. 3.7 Schéma hydraulického obvodu pro “zdvih odebírání desek”

Legenda a specifikace:

Ve specifikaci jsou uvedeny pouze základní údaje použitých prvků. Další podrobnosti a charakteristiky můžeme najít v katalogových listech výrobců.

Hydraulický agregát

- výrobce: Hytos
- pracovní tlak: 180 bar
- pracovní průtok: 640 dm³/min

Nádrž

- výrobce: Hytos
- velikost nádrže: 2000 dm³

Hydrogenerátory

4x A10VSO – axiální pístové regulační

- výrobce: Bosch-Rexroth
- průtok: 0-144 cm³/ot
- tlak: 250 bar

Elektromotory

4x 1LG4 253-4AA61

- výrobce: Siemens
- výkon: 55 kW
- napětí: 400 V
- otáčky: 1480 ot/min

Pístový akumulátor

SK 210 – 20PP – 252/ 212A – 210 ED18

- výrobce: Hytos
- objem: 20 l
- tlak: 210 bar

Přímočarý hydromotor

63/ 45 – 330 – IH - REG

- výrobce: Hydraulics s. r. o.
- průměr pístu: 63 mm
- průměr pístnice: 45 mm
- zdvih: 330 mm

Proporcionální rozváděč

PRM4- 103Y11/ 60- 24E01 (14.7)

- výrobce: Hytos
- jmenovitá světlost: Dn 10
- maximální provozní tlak: 320 bar
- napájecí napětí: 24 V DC
- řídicí signál: 0 – 10 V
- maximální průtok: 80 dm³/ min

Jednosměrný ventil modulový	CXFA- XAN- DBK (30.2)
- výrobce:	SUN Hydraulic
- jmenovitá světlost:	Dn 10
- maximální provozní tlak:	210 bar
- maximální průtok:	120 dm ³ / min

Přepouštěcí ventil modulový	VPN2- 10/ MA- 21S (17.2)
- výrobce:	Hytos
- jmenovitá světlost:	Dn 10
- maximální provozní tlak:	320 bar
- maximální průtok:	150 dm ³ / min

Měřicí mezideska	JS10 (68.10)
- výrobce:	Hytos
- jmenovitá světlost:	Dn 10
- maximální provozní tlak:	320 bar

Měřicí rychlospojka	SMK 20-G1/4-PC (80.19, 80.20)
- výrobce:	Stauff
- šroubení:	G1/4“/ M16x2
- pracovní tlak:	630 bar

4 Měření tlaku

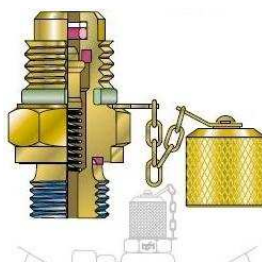
Zařízení pro měření tlaku v dnešní době vyrábí řada firem z nejznámějších např. Hydac, Hydrotechnik a Parker. Tyto zařízení se skládají z několika částí. Těmi hlavními jsou měřicí přístroj obr. 4.1 poz. 1, senzory tlaku poz. 2, senzory průtoku poz. 3, senzory teploty poz. 4 a další příslušenství, jako kabeláž a napájecí adaptér.



Obr. 4.1 Měřicí přístroj Hydac 2020 a příslušenství

4.1 Odběrové místo

Toto místo musí být vybaveno měřicí rychlospojkou tzv. minimess obr. 4.2. Ta je obdobou jednosměrného ventilu s pružinou. Tlakový senzor je na špici vybaven tyčinkou, která při jeho zašroubování do rychlospojky překoná sílu pružiny a tím dojde k propojení tlakové kapaliny s vlastním senzorem tlaku.



Obr. 4.2 Minimess

4.2 Senzor tlaku

K měření tlaku byl použit senzor HDA 3800 od firmy Hydac, který pracuje na principu odporového tenzometru. Tento princip obr. 4.3 využívá tzv. piezorezistivního jevu, to znamená, že při mechanickém namáhání v oblasti pružných deformací dochází u kovových vodičů ke změnám jejich elektrického odporu. Pružnými deformacemi jsou takové síly, které působí v mezích platnosti Hookova zákona a mohou být vyvolány tlakem nebo tahem. Při deformaci vodičů dochází ke změnám geometrických rozměrů, které vedou ke změně odporu.



Obr. 4.3 Tlakový senzor HDA 3800

Specifikace:

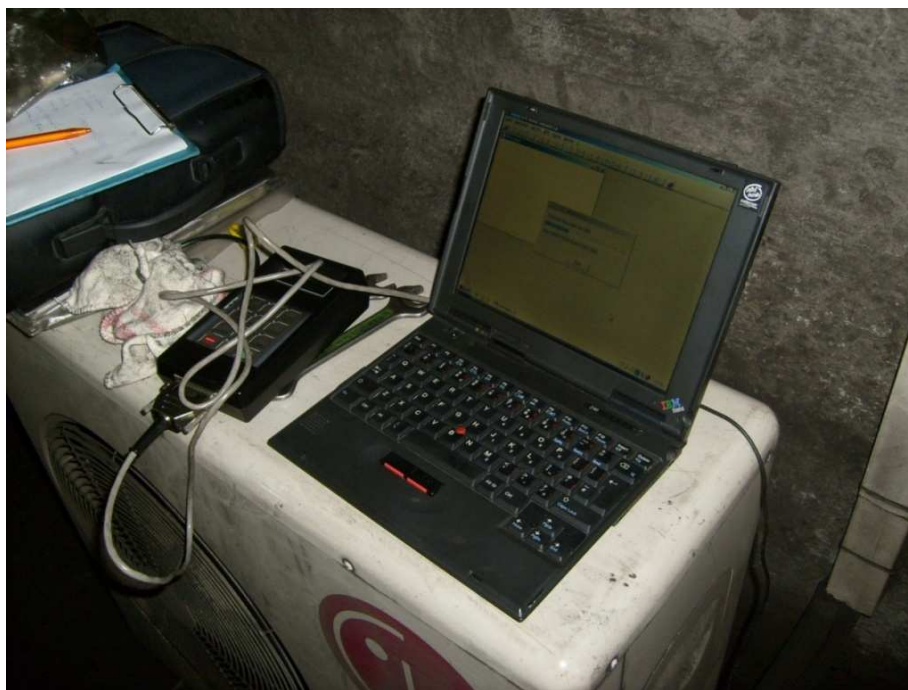
Tlakový senzor HDA 3800

Výrobce:	Hydac
Šroubení:	G1/4"/ M16x2
Měřicí rozsah:	6 - 600 bar
Přesnost:	-2,5 – 2,5 bar
Rozsah provozních teplot:	-40 – 85°C

4.3 Měřicí přístroj

Pro uložení a zobrazení dat, které naměřili senzory tlaku, slouží měřicí přístroj, který signál ze snímačů dokáže zobrazit na displeji nebo pomocí komunikačního portu přenést naměřený signál do počítače. Měřicí přístroj a snímač tlaku tvoří dohromady měřicí řetězec, pomocí kterého lze sledovat tlakové veličiny. Tento měřicí řetězec může být ještě doplněn snímačem pro měření elektrického napětí a proudu. Většina měřících přístrojů má vnitřní paměť a naměřené veličiny mohou být uloženy k pozdějšímu zobrazení a vyhodnocení na počítači.

K záznamu naměřených hodnot byl použit měřicí přístroj HMG 2020 od firmy Hydac obr. 4.1 poz. 1. Následně se naměřené hodnoty přenesly do počítače obr. 4.5, kde byly vyhodnoceny v programu HMGWIN 1.0.



Obr. 4.5 Přenos dat z HMG 2020 do PC

Specifikace:

Měřicí přístroj HMG 2020

Výrobce:

Hydac

Měřicí vstupy:

4 analogové, 1 digitální

- A, B

4 – 20 mA

- C, D

4 – 20 mA, 0 – 10 V

- E	0,3 – 30 kHz, 0 – 24 V
Přesnost:	4 analogové, 1 digitální
- A, B, C, D	0,25% měřeného napětí
- E	0,02% okamžité hodnoty
Rychlost měření:	
- normální provoz	100 ms
- rychlé měření	až 1 ms
Rozhraní:	RS 232

5 Vlastní měření

5.1 Popis nežádoucích jevů a jejich odstranění

Přímočarý hydromotor obr. 3.6 je zatížen neustálým břemenem hmotnosti cca 500 kg, které tvoří ramena zvedající zatěžkávací desky. Při zasouvání pístnice HM je toto břemeno zvedáno přes pákový mechanismus, ale je nutno k němu přičíst ještě hmotnost zatěžkávacích desek, která činí 1300 kg. Tudíž při zasouvání, zasunutí a vysouvání pístnice HM je zatížení 1800 kg a ve vysunutém stavu pouze 500 kg. Tato skutečnost způsobuje, že vlivem setrvačných sil dochází ke kmitání pístu hydromotoru v koncových polohách, při vysunutí a zasunutí. Při pomalém cyklu, který trvá cca 45 s, se toto kmitání až tolik neprojevuje. Problém nastává tehdy, chceme-li dobu cyklu zkrátit. Doba rychlého cyklu je cca 24 s. Toto je nejnižší možná doba, při které je linka ještě schopna pracovat správně, i když nežádoucí kmitání je již docela vysoké. Požadavek firmy Viadrus zněl, pokusit se zkrátit dobu cyklu na cca 17 s.

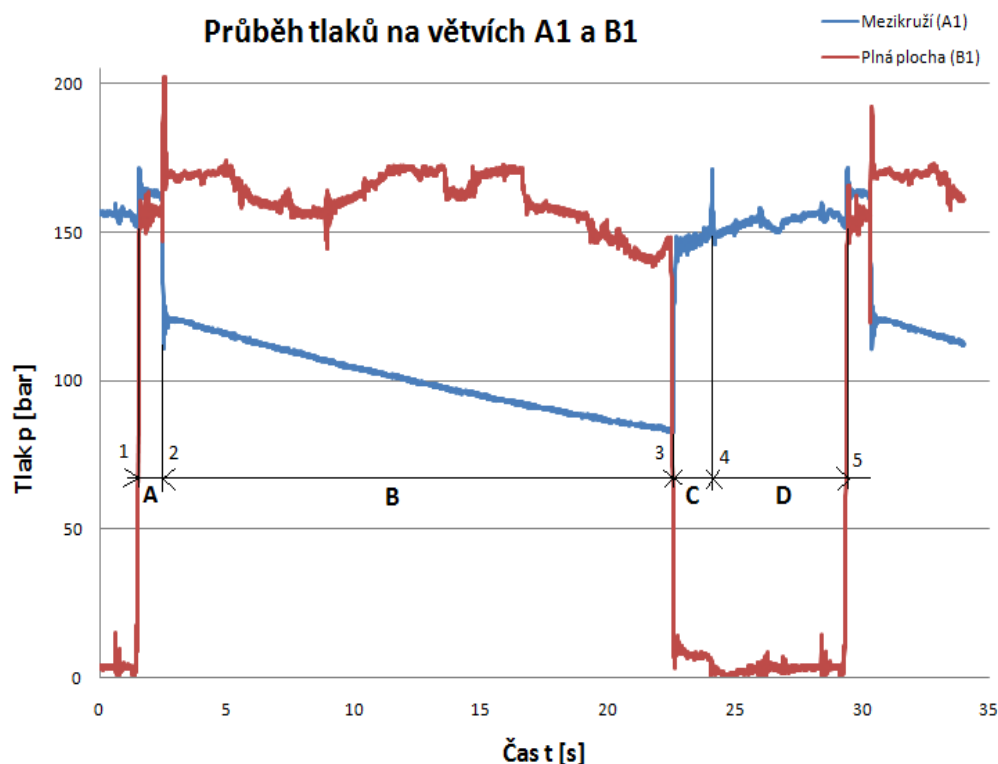
5.2 Měření a diagnostika hydrauliky “zdvih odebrání desek”

Abychom mohli daný obvod co nejpřesněji simulovat pomocí matematického modelu, bylo potřeba změřit tlaky na větvích A1 a B1 obr. 3.7. Výstupem měření byly hodnoty závislosti tlaku na čase zaznamenané přístrojem Hydac HMG 2020 s intervalem 0.005 s.

Z průběhu tlaků bylo možno odvodit otevírání a zavírání proporcionálního rozváděče 14.7 a také dobu zdvihu pístu přímočarého hydromotoru 63/40-330. Tyto funkce jsou podrobněji popsány v kapitole 3.2. Všechna měření byla provedena za plného provozu formovací linky.

5.3 Vyhodnocení a popis naměřených hodnot

Vyhodnocení měření bylo provedeno na PC. Výsledky byly vyobrazeny v grafech, vytvořených v programu HMGWIN 1.0, který je dodáván s měřicím přístrojem HMG 2020 firma Hydac. Tyto grafy byly exportovány do souboru *.txt jako data. Z těchto dat, pak byly vytvořeny nové grafy za pomoci programu Excel. Grafy vytvořené programem HMGWIN 1.0 jsou součástí přílohy.



Obr. 5.1 Průběh tlaků na větvích A1 a B1, A – vysouvání HM, B – vysunutý HM, C – zasouvání HM, D – zasunutý HM

Z grafu na obrázku 5.1 můžeme vyčíst chování hydraulického mechanismu. V bodě 1 se proporcionální rozváděč přesune do polohy 1 a na větev B1 se přivede tlak, který začne působit na plnou plochu pístu, čímž způsobí vysouvání pístnice HM, spouštění břemene, které trvá po dobu A. V bodě 2 je pístnice HM plně vysunutá, a tak setrvá po dobu B. V bodě 3 se proporcionální rozváděč přesune do polohy 2 a na větev A1 se přivede tlak, který začne

působit na mezikruží pístu, čímž způsobí zasouvání pístu, zdvihání břemene, po dobu C. V bodě 4 je pístnice HM plně zasunutá, tak setrvá po dobu D a pak se celý cyklus opakuje.

6 Simulace

Simulační modely byly vytvořeny pomocí obecných a hydraulických prvků obsažených v knihovnách Simulink, Simscape a SimHydraulics, které jsou součástí programu Matlab Simulink. Tímto způsobem byl sestaven simulační model odpovídající skutečnému obvodu obr. 3.7.

Simulace prováděné na těchto modelech, nám poslouží k ověření navrhovaných vylepšení v několika variantách, kde budeme sledovat průběh tlaků, průtoků a dráhy pístu.

6.1 Matlab, Matlab-Simulink

Veškeré simulace probíhaly pod nadstavbou Simulink programu Matlab, za využití prvků z knihoven Simscape. Programový systém Matlab je velmi výkonný prostředek pro výpočty v různých oborech. Jedná se o interaktivní systém pro provádění, vizualizaci a programování numerických výpočtů, kde základním datovým typem je matice.

Jeho nadstavba Simulink je určena pro simulaci dynamických systémů, spojitých i diskrétních (ve spojitém a diskrétním čase). K dispozici je mnoho nástrojů (toolbox) a nadstavbových produktů, které rozšiřují možnosti systému Matlab pro různé aplikační obory (např. pro aplikace v řízení a regulaci, zpracování a analýzu signálů, číslicové filtry, pro návrh systémů pracujících v reálném čase a pro komunikaci s reálnými systémy, pro návrh a programování mikro-elektronických systémů, pro fuzzy logiku, neuronové sítě, genetické algoritmy apod.). Významným doplňkovým produktem je i Femlab, určený pro náročné technické výpočty, pro řešení diferenciálních rovnic (obyčejných i parciálních) a úloh, které lze na tento problém převést, např. pevnostních výpočtů, mechaniky, kmitání a vlnění, proudění, vedení tepla, elektroniky apod.

Díky své názornosti a snadné použitelnosti je systém Matlab-Simulink velmi rozšířen na vysokých školách, zejména na technických univerzitách po celém světě, kde se stal osvědčeným standardem. Slouží jako výhodný prostředek pro výuku, pro laboratorní cvičení a

pro samostatné práce studentů a doktorandů. Je využíván jako výkonný nástroj pro vědeckou práci, pro řešení výzkumných projektů, ale i projektů aplikovaného výzkumu a při řešení úloh praxe. Výhodná je možnost modelovat nejrůznější procesy a názorně zviditelnit výsledky, např. vykreslením časových průběhů sledovaných veličin nebo zobrazením různých závislostí ve formě křivek a ploch. [16]

6.2 SimHydraulics

Postup při vytváření systému je stejný jako při tvorbě modelu v programu Simulink. Uživatel vytváří schéma modelu pomocí bloků s nastavitelnými parametry a jednotlivé bloky jsou navzájem propojeny. Na rozdíl od modelu sestaveného z blokových komponent programu Simulink, kdy schéma odpovídá matematickému popisu systému a jednotlivé bloky představují přenosy mezi vstupem a výstupem, je návrh hydraulického okruhu založen na síťovém přístupu k modelování. Hlavním rysem síťového přístupu je možnost modelovat hydraulické systémy přímým popisem jejich fyzické struktury, aniž by bylo třeba odvozovat vztahy mezi sledovanými veličinami. Nositelem informace je přenášená energie probíhající jednotlivými porty, která ovlivňuje bloky v definovaném systému. Energie obsahuje dva typy proměnných a jejich součin představuje tok energie ve wattech.

Jeden typ proměnných (např. průtok nebo objem) je zjistitelný měřidly zapojenými do série, druhý typ jsou proměnné (např. tlak) zjistitelné měřidly zapojenými s prvkem paralelně. Oba tyto typy proměnných existují i v mechanických (posuvné a rotační) a v elektrických systémech.

SimHydraulics nabízí pro stavbu hydraulického systému více než 75 bloků ve třech hlavních knihovnách. Hlavní knihovna bloků obsahuje stavební prvky pro definici vlastního hydraulického systému, jako jsou akumulátory, čerpadla a hydromotory, hydraulické válce, potrubí, ventily a lokální hydraulické odpory. Dále je k dispozici knihovna prvků obsahující doplňkové bloky z oblasti hydrauliky, mechanických systémů a některé bloky pro matematické operace. V knihovně je také obsažen blok definující parametry používané hydraulické tekutiny, který musí být zvlášť připojen ke každému hydraulickému okruhu. Třetí knihovna obsahuje speciální konverzní bloky, které umožňují propojit schéma hydraulického systému s jednotlivými bloky programu Simulink a blok pro nastavení tolerance použitého řešiče. Knihovna stavebních bloků umožňuje tvorbu vlastních komponent. Simulace hydraulického systému probíhá postupně ve dvou hlavních etapách. V první etapě je

provedeno ověření definovaného hydraulického systému zahrnující kontrolu vstupních dat a detekci bloků, které jsou pro výpočet nezbytně nutné (definice hydraulické tekutiny a nastavení řešiče). Po úspěšném ověření modelu začíná SymHydraulics sestavovat síť. Kontroluje typy proměnných, jejich hodnoty s následným vygenerováním systému rovnic a počátečních podmínek. Tento proces probíhá bez ohledu na to, jedná-li se o část popsanou bloky programu Simulink nebo SimHydraulics.

Druhá etapa probíhá v cyklu a začíná krokem důležitým pro zajištění konzistence soustavy počátečních podmínek v následujícím časovém kroku. V této fázi již nejsou brány v úvahu počáteční podmínky, nýbrž je důležitý dynamický stav systému (jeho energie). V dalším kroku jsou řešeny spojité diferenciální rovnice a výsledkem řešení je průběh proměnných v závislosti na čase. Pokud dojde v průběhu časového řešení systému k nějaké události, jako jsou např. průchod nulou nebo diskontinuita, vrací se SimHydraulics do předchozího kroku a řešení v čase pokračuje. Použití produktu SimHydraulics lze kombinovat s dalšími specializovanými knihovnami bloků, jako jsou např.: SimMechanics, SimPowerSystems a SimDriveline umožňující modelovat komplexní systémy např. v automobilovém průmyslu, v letectví, při návrhu těžké stavební techniky a v dalších průmyslových oborech. SimHydraulics je možné využívat pod operačním systémem Windows, Linux a Macintosh. [17]

7 Simulační model

Simulační model obr. 7.1 sestavený z prvků knihovny SimHydraulics a dalších doplňujících prvků tak, aby co nejvíce odpovídal skutečnému hydraulickému obvodu pro funkci zdvih odebírání zatěžkávacích desek.

7.1 Nastavení simulačního modelu

Před spuštěním simulace je nezbytné nastavit simulační model. Nastavení se provede v okně Matlab-Simulink v záložce Simulation přes konfigurační parametry (Configuration parameters). Zde můžeme nastavit délku trvání simulace a zvolit řešitele, který bude při výpočtech použit. Pro náš případ je nutné nastavit ode15s (stiff/NDF) – tento řešitel

představuje numerickou metodu pro řešení obyčejných diferenciálních rovnic. Další položky už není potřeba měnit.

7.2 Popis simulačního modelu

Při sestavování simulačního modelu bylo potřeba zavést řadu zjednodušení, včetně přizpůsobení nastavení jednotlivých bloků.

Zdrojem tlakové energie je hydrogenerátor HG s regulací na konstantní tlak. Stálý tlak je navíc zajištěn plynovým akumulátorem AKU, jednosměrným ventilem JV a pojistným ventilem PV. Hydrogenerátor je poháněn subsystémem Motor, který je tvořen vstupní konstantní hodnotou otáček a její vhodnou úpravou na úhlovou rychlost. Výstupem je mechanický port označený jako hřídel, který je spojen s hydrogenerátorem. Celý tento systém tvoří hydraulický agregát, ke kterému je připojeno, přívodní potrubí P.

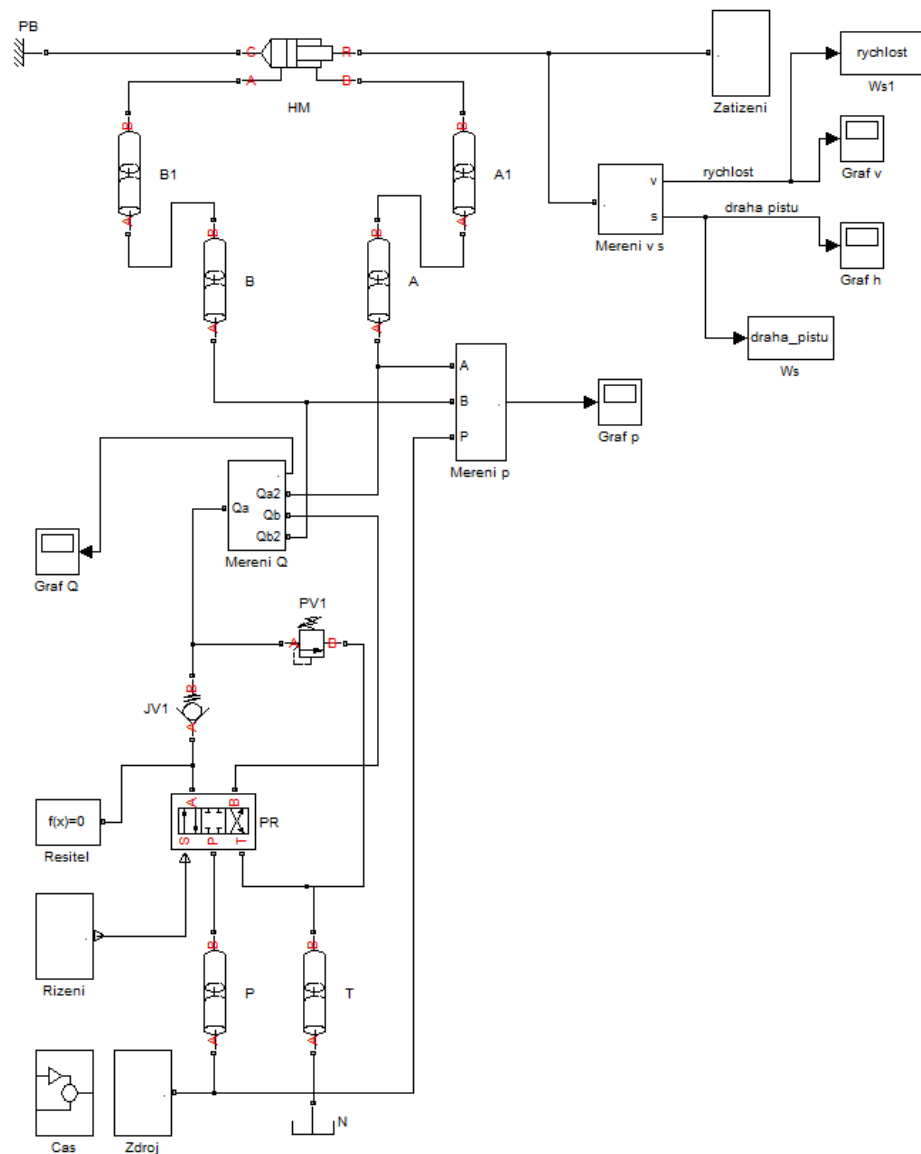
Na druhém konci tohoto potrubí je napojen rozváděč PR, ten se stará o řízení průtoku do hydromotoru HM. Řízení rozváděče obstarává Signal Builder SB a proporcionální řízení PR, které vytvoří ze skokového signálu spojitý signál tzv. náběhovou rampu. Výstup z bloku SB je bezrozměrný, proto při převodu na signál fyzikální byla přiřazena jednotka metru, která představuje hodnotu průměru otevření odpovídající průtočné ploše rozváděče.

Za rozváděčem je jednosměrný ventil JV1 a za ním následuje pojistný ventil PV1, který větev A při vysouvání pístnice HM odlehčí. Dále je napojen subsystém pro měření průtoků a také subsystém pro měření tlaků. Tyto subsystémy jsou vybaveny záznamy dat Workspace Ws a vykreslováním grafů Scope. Poté tlaková kapalina pokračuje dlouhým potrubím A a hydraulickou hadicí A1, která je napojena na samotný hydromotor HM.

Hydromotor HM je na straně válce přichycen k pevnému bodu PB a na straně pístnice k subsystému Zatížení. Tento subsystém má za úkol vytvořit zatížení pístnice v průběhu jejího zdvihu. Hodnoty tohoto zatížení jsou generovány signálem SB1 a převedeny na Newtony [N]. Mezi hydromotor HM a subsystém Zatížení je připojen systém pro měření rychlosti a dráhy pístu.

K obvodu je nutné připojit blok Řešitele a blok pro definici pracovní kapaliny. Tlakové snímače M snímají tlakový signál mezi odběrným místem a nádrží. Tento signál je pak převeden na Pascaly [Pa] a sloučen do jednoho grafu. Průtokové snímače SP jsou zapojeny

přímo do potrubí a snímají signály, které jsou následně převedeny na dm^3/min a sloučeny do jednoho grafu. Výstupem senzoru pohybu SP, jsou hodnoty rychlosti m/s a dráhy m pístu.



Obr. 7.1 Schéma simulačního modelu

Legenda:

N	- Nádrž, Hydraulic Reference
Cas	- Subsystem viz. Příloha B
Zdroj	- Subsystem viz. Příloha B
P, T, A, B, A1, B1	- Segmentové potrubí, Segmented Pipeline
Rizeni	- Subsystem viz. Příloha B
Resitel	- Konfigurace výpočtu, Solver Configuration

PR	- Rozváděč 3/4, 4 – Way Directional Valve
JV1	- Jednosměrný ventil, Check Valve
PV1	- Přepouštěcí ventil, Pressure Relief Valve
Merení Q	- Subsystém viz. Příloha B
Merení p	- Subsystém viz. Příloha B
PB	- Pevný bod, Mechanical Translational Reference
HM	- Dvojčinný hydromotor, Double-Acting Hydraulic Cylinder
Zatizení	- Subsystém viz. Příloha B
Merení v, h	- Subsystém viz. Příloha B
Graf Q, p, v, h	- Vykreslení grafu, Scope
Ws, Ws1	- Zápis dat do Workspace, To Workspace

7.3 Parametry nastavení jednotlivých bloků

V této kapitole je uveden popis jednotlivých bloků a jejich nastavení pro základní simulační model. Při následných optimalizacích jsou uvedeny pouze nastavení těch bloků, které byly pozměněny.

Subsytém Motor

Konstanta

Konstanta (*Constant*) obr. 7.2, tento blok umožňuje nastavit bezrozměrnou konstantní hodnotu. Pomocí těchto bloků jsou nastaveny konstantní otáčky elektromotoru $n = 1460 \text{ ot/min}^{-1}$, převodová konstanta 60 a Ludolfovo číslo π .



Obr. 7.2 Značka bloku Konstanta

Dělení

Dělení (*Divide*) obr. 7.3 je blok pro výpočet podílu dvou vstupních hodnot. Hodnota na vstupu \times je dělena hodnotou na vstupu \div . Výstupem z bloku je podíl vstupních hodnot.



Obr. 7.3 Značka bloku Dělení

Násobení

Násobení (*Product*) obr. 7.4, je blok, který počítá součin, v našem případě tří vstupních hodnot. Výstupem z tohoto bloku je součin vstupních hodnot.



Obr. 7.4 Značka bloku Násobení

Simulink – PS převodník

Simulink – PS převodník (*Simulink – PS converter*) obr. 7.5, slouží k převodu bezrozměrného signálu na fyzikální signál. V tomto případě je k výstupu přiřazena jednotka *rad/s*.



Obr. 7.5 Značka bloku Simulink – PS převodník

Pevný bod rotačního pohybu

Pevný bod rotačního pohybu (*Mechanical Rotation Reference*) obr. 7.6, je blok pro uchycení rotačního pohybu vzhledem k zemi nebo pevnému rámu (obdoba ložiska). Blok je bez možnosti nastavení parametrů.



Obr. 7.6 Značka pro Pevný bod rotačního pohybu

Zdroj úhlové rychlosti

Zdroj úhlové rychlosti (*Ideal Angular Velocity Source*) obr. 7.7, tímto blokem je vyjádřen zdroj ideální úhlové rychlosti úměrné vstupnímu fyzikálnímu signálu. Výstupní úhlová

rychlost zůstane konstantní navzdory vlivům krouticího momentu, působícího na tento systém. U tohoto bloku nelze nastavit žádné parametry.

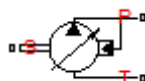


Obr. 7.7 Značka bloku Zdroj úhlové rychlosti

Subsytém Zdroj

Hydrogenerátor

Hydrogenerátor (*Variable-Displacement Pressure-Compensated Pump*) obr. 7.8 je blok, který představuje skutečný hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak. HG je poháněn elektromotorem viz. Příloha B Subsytém Motor. Detailní popis HG viz kapitola X. Hodnoty nastavení jsou uvedeny v tabulce tab. 7.1.



Obr. 7.8 Značka bloku Hydrogenerátor

Maximum displacement	Maximální výtlak	0.576	l/rev
Setting pressure	Nastavený tlak	18e6	Pa
Pressure regulation range	Regulační rozsah	5e5	Pa
Volumetric efficiency	Objemová účinnost	0.85	1
Total efficiency	Celková účinnost	0.75	1
Nominal pressure	Nominální tlak	6e6	Pa
Nominal angular velocity	Jmenovitá úhlová rychlost	180	rad/s
Nominal kinematic viscosity	Jmenovitá kinematická viskozita	18	cSt

Tab. 7.1 Parametry nastavení hydrogenerátoru HG

Jednosměrný ventil

Jednosměrný ventil JV (*Check Valve*) obr. 7.9, tento blok představuje hydraulický zpětný ventil, který umožňuje průtok pouze v jednom směru. Pokud tlak na vstupu dosáhne hodnoty otevíracího tlaku (*Cracking pressure*), který je závislý na hmotnosti kuličky popřípadě tuhosti pružiny, pak se ventil JV otevře. Nastavení parametrů viz tabulka 7.2.



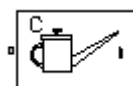
Obr. 7.9 Značka bloku Jednosměrného ventilu

Maximum passage area	Maximální průtočná plocha	4.9087e-4	m ²
Cracking pressure	Otevírací tlak	0.5e5	Pa
Maximum opening pressure	Maximální tlak	21e6	Pa
Flow discharge coefficient	Koeficient Průtoku	0.7	
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo číslo	12	
Leakage area	Průtočná plocha lekáže	1e-12	m ²

Tab. 7.2 Parametry nastavení jednosměrného ventilu JV

Kapalina

Hydraulická kapalina (*Custom Hydraulic Fluid*) obr. 7.10, vyjadřuje vlastnosti kapaliny, která v obvodu koluje. Nastavení parametrů je uvedeno v tabulce 7.3.



Obr. 7.10 Značka bloku kapaliny

Fluid density	Hustota	870	kg/m ³
Kinematic viscosity	Kinematická viskozita	45e-6	m ² /s
Bulk modulus	Modul pružnosti	1.5e9	Pa
Relative amount of trapped air	Relativní množství obsaženého vzduchu	1e-12	1

Tab. 7.3 Parametry nastavení hydraulické kapaliny

Pojistný ventil

Pojistný ventil PV (*Pressure Relief Valve*) obr. 7.11. Tento ventil zůstává uzavřen, dokud není v obvodu dosaženo nastaveného tlaku. Poté se otevře a propustí průtok do nádrže, čímž sníží tlak v obvodu. Nastavení parametrů pojistného ventilu PV je uvedeno v tabulce 7.4.



Obr. 7.11 Značka bloku pojistného ventilu

Maximum passage area	Maximální průtočná plocha	4.9087e-4	m ²
----------------------	---------------------------	-----------	----------------

Valve pressure setting	Přepouštěcí tlak	17e6	Pa
Valve regulation range	Regulační rozsah	3e6	Pa
Flow discharge coefficient	Koeficient průtoku	0.7	1
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo číslo	12	1
Leakage area	Průtočná plocha leakáže	1e-12	m ²

Tab. 7.4 Parametry nastavení pojistného ventilu

Akumulátor

Plynový hydraulický akumulátor (*Gas-Charged Accumulator*) obr. 7.12, je blíže popsán v příloze A. Nastavení parametrů akumulátoru je uvedeno v tabulce 7.5.



Obr. 7.12 Značka bloku akumulátoru

Capacity	Kapacita	20	l
Preload pressure (gauge)	Plnicí tlak	1e6	Pa
Specific heat ratio	Poměr měrných tepel	1.4	1
Initial volume	Počáteční objem	2	1

Tab. 7.5 Parametry nastavení akumulátoru

Subsytém Řízení

Simulink – PS převodník

Simulink – PS převodník (*Simulink – PS converter*) obr. 7.13, slouží k převodu bezrozměrného signálu na fyzikální signál. V tomto případě je k výstupu přiřazena jednotka *m*.

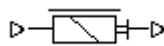


Obr. 7.13 Značka bloku Simulink – PS převodník

Pohon proporcionálních a servo ventilů

Pohon proporcionálních a servo ventilů (*Proportional and Servo-Valve Actuator*) obr. 7.14, je blok, který představuje elektromagnetické ovládání šoupátka proporcionálních a

servoventilů. Na vstupu je fyzikální signál a na jeho výstupu také. Nastavení parametrů pohonu proporcionálních a servo ventilu je uvedeno v tabulce 7.6.



Obr. 7.14 Značka bloku pohonu proporcionálních a servo ventilu

Gain	Zisk	25	1
Time constant	Časová konstanta	0.016	s
Saturation	Nasycení	0.03	1

Tab. 7.6 Parametry nastavení pohonu proporcionálních a servo ventilu

PS – Simulink převodník

PS – Simulink převodník (*PS - Simulink converter*) obr. 7.15, slouží k převodu fyzikální signálu na bezrozměrný signál. Nastavená jednotka musí odpovídat jednotce vstupního fyzikálního signálu. V tomto případě je k výstupu přiřazena jednotka *m*.



Obr. 7.15 Značka bloku PS - Simulink převodník

Subsytém Měření Q

Průtokoměr

Průtokoměr SP, SP1 (*Hydraulic Flow Rate Sensor*) obr. 7.16, představuje ideální snímač průtoku, který převádí objemový průtok na výstupní fyzikální signál. U tohoto bloku nelze nic nastavit.



Obr. 7.16 Značka bloku průtokoměru

PS – Simulink převodník

PS – Simulink převodník (*PS - Simulink converter*) obr. 7.17, slouží k převodu fyzikální signálu na bezrozměrný signál. Nastavená jednotka musí odpovídat jednotce vstupního fyzikálního signálu. V tomto případě je k výstupu přiřazena jednotka *l/min*.

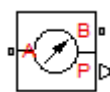


Obr. 7.17 Značka bloku PS - Simulink převodník

Subsytém Měření p

Manometr

Manometr M, M1, M2 (*Hydraulic Pressure Sensor*) obr. 7.18 je ideální snímač tlakové difference, jehož výstupem je fyzikální signál. U tohoto bloku nelze nic nastavit.



Obr. 7.18 Značka bloku manometru

PS – Simulink převodník

PS – Simulink převodník (*PS - Simulink converter*) obr. 7.19, slouží k převodu fyzikální signálu na bezrozměrný signál. Nastavená jednotka musí odpovídat jednotce vstupního fyzikálního signálu. V tomto případě je k výstupu přiřazena jednotka *Pa*.



Obr. 7.19 Značka bloku PS - Simulink převodník

Subsytém Měření v, s

Senzor pohybu

Senzor pohybu PS (*Ideal Translational Motion Sensor*) obr. 7.20 je ideální mechanické pohybové čidlo. Výstupem je fyzikální signál rychlosti a polohy. Blok je připojen k pevnému bodu PB a pohybujícímu se bodu na tělesu a mezi těmito body snímá pohyb. Lze zde nastavit počáteční polohu bodu tělesa (*Initial position*) 0.33 m.



Obr. 7.20 Značka bloku senzoru pohybu

PS – Simulink převodník

PS – Simulink převodník (*PS - Simulink converter*) obr. 7.21, slouží k převodu fyzikální signálu na bezrozměrný signál. Nastavená jednotka musí odpovídat jednotce vstupního fyzikálního signálu. V tomto případě je k výstupu přiřazena jednotka 1.



Obr. 7.21 Značka bloku PS - Simulink převodník

Subsytém Zatížení

Simulink – PS převodník

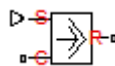
Simulink – PS převodník (*Simulink – PS converter*) obr. 7.22, slouží k převodu bezrozměrného signálu na fyzikální signál. V tomto případě je k výstupu přiřazena jednotka *N*.



Obr. 7.22 Značka bloku Simulink – PS převodník

Zdroj síly

Zdroj síly ZS (*Ideal Force Source*) obr. 7.23 je ideální zdroj síly, která je generována vstupním fyzikálním signálem. Blok je připojen k pevnému bodu PB a k senzoru zatížení. U tohoto bloku nelze nic nastavit.



Obr. 7.23 Značka bloku zdroje síly

Senzor zatížení

Senzor zatížení FS (*Ideal Force Sensor*) obr. 7.24 je ideální, protože nepočítá se setrvačností, třením atd. Na výstupu tohoto bloku je fyzikální signál a nelze zde nic nastavit.



Obr. 7.24 Značka bloku senzoru zatížení

Hmota

Hmota (*Mass*) obr. 7.25 představuje ideální mechanickou translační hmotnost. V tomto bloku lze nastavit hmotnost (*Mass*) 1800 kg a počáteční rychlost (*Initial velocity*) 0 m/s.



Obr. 7.25 Značka bloku hmotnosti

PS – Simulink převodník

PS – Simulink převodník (*PS - Simulink converter*) obr. 7.26, slouží k převodu fyzikální signálu na bezrozměrný signál. Nastavená jednotka musí odpovídat jednotce vstupního fyzikálního signálu. V tomto případě je k výstupu přiřazena jednotka *N*.



Obr. 7.26 Značka bloku PS - Simulink převodník

Subsytém Čas

Hodiny

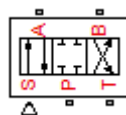
Hodiny (Clock) obr. 7.27 je blok, jehož výstupem je aktuální čas simulace.



Obr. 7.27 Značka bloku hodin

Rozváděč

Čtyřcestný rozváděč PR (*4-Way Directional Valve*) je na obr. 7.28. Detailní popis najdeme v příloze A. Nastavení parametrů rozváděče je uvedeno v tabulce 7.7. Nastavení otevření rozváděče v počáteční poloze je uvedeno v tabulce 7.9.



Obr. 7.28 Značka bloku rozváděče

Model parameterization	Model parametrizace	By pressure-flow characteristic	
Tabulated valve openings	Hodnoty otevření rozváděče	viz. Tab. 7.8	m
Tabulated pressure differentials	Hodnoty tlakového spádu	viz. Tab. 7.8	bar
Tabulated flow rates	Hodnoty průtoku	viz. Tab. 7.8	lpm
Interpolation method	Interpolační metoda	Cubic	
Extrapolation method	Extrapolační metoda	From last 2 points	

Tab. 7.7 Parametry nastavení rozváděče

Hodnoty otevření rozváděče [0 0.002 0.004 0.006 0.008 0.01]
Hodnoty tlakového spádu [0 10 20 50 160 320]
Hodnoty průtoku [0 0 0 0 0 0; 0 0 2.5 5 8 14; 0 12 18 30 52 49; 0 25 33 52 55 49; 0 33 43 65 55 49; 0 35 48 65 55 49;]

Tab. 7.8 Parametry nastavení otevření, tlakového spádu a průtoku

Orifice P-A initial opening	Počáteční otevření P - A	0	m
Orifice P-B initial opening	Počáteční otevření P - B	0	m
Orifice A-T initial opening	Počáteční otevření A - T	0.01	m
Orifice B-T initial opening	Počáteční otevření B - T	0.01	m

Tab. 7.9 Parametry nastavení počátečního otevření rozváděče

Jednosměrný ventil

Jednosměrný ventil JV1 (*Check Valve*) obr. 7.29, tento blok představuje hydraulický zpětný ventil, který umožňuje průtok pouze v jednom směru. Pokud tlak na vstupu dosáhne hodnoty otevíracího tlaku (*Cracking pressure*), který je závislý na hmotnosti kuličky popřípadě tuhosti pružiny, pak se ventil JV1 otevře. Nastavení parametrů viz tabulka 7.10.



Obr. 7.29 Značka bloku Jednosměrného ventilu

Maximum passage area	Maximální průtočná plocha	7.85398e-5	m ²
Cracking pressure	Otevírací tlak	0.5e5	Pa
Maximum opening pressure	Maximální tlak	21e6	Pa
Flow discharge coefficient	Koeficient Průtoku	0.7	
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo číslo	12	
Leakage area	Průtočná plocha leakáže	1e-12	m ²

Tab. 7.10 Parametry nastavení jednosměrného ventilu JV1

Přepouštěcí ventil

Přepouštěcí ventil PV1 (*Pressure Relief Valve*) obr. 7.30. Tento ventil zůstává uzavřen, dokud není v obvodu dosaženo nastaveného tlaku. Poté se otevře a propustí průtok do nádrže, čímž sníží tlak v obvodu. Nastavení parametrů přepouštěcího ventilu PV je uvedeno v tabulce 7.11.



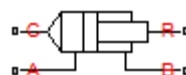
Obr. 7.30 Značka bloku přepouštěcího ventilu

Maximum passage area	Maximální průtočná plocha	7.85398e-5	m ²
Valve pressure setting	Přepouštěcí tlak	15e6	Pa
Valve regulation range	Regulační rozsah	3e6	Pa
Flow discharge coefficient	Koeficient průtoku	0.7	1
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo číslo	12	1
Leakage area	Průtočná plocha leakáže	1e-12	m ²

Tab. 7.11 Parametry nastavení přepouštěcího ventilu

Hydromotor

Dvojčinný přímočarý hydromotor HM (*Double-Acting Hydraulic Cylinder*) obr. 7.31 je blíže popsán v příloze A. Nastavení parametrů hydromotoru HM je uvedeno v tabulce 7.12.



Obr. 7.31 Značka bloku hydromotoru

Piston area A	Plocha pístu	0.00312	m ²
Piston area B	Plocha mezikruží pístu	0.001527	m ²
Piston stroke	Zdvih pístu	0.33	m
Piston initial distance from cap A	Počáteční poloha pístu	0.33	m
Dead volume A	Zbytkový objem A	1e-4	m ³
Dead volume B	Zbytkový objem B	1e-4	m ³
Specific heat ratio	Poměr měrných tepel	1.4	1
Contact stiffness	Kontaktní tuhost	1.41693e7	N/m
Contact damping	Kontaktní tlumení	150	N/(m/s)
Cylinder orientation	Orientace válce	Acts in positive direction	

Tab. 7.12 Parametry nastavení hydromotoru

Příklad výpočtu tuhosti hydromotoru k :

$$k = \frac{S^2 \cdot K}{V} [N / m] \quad (7.1)$$

$$k = \frac{\left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right)^2 \cdot K}{\left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \cdot H} = \frac{\left(\frac{\pi \cdot 0.063^2}{4} \right)^2 \cdot 1.5 \cdot 10^9}{\left(\frac{\pi \cdot 0.063^2}{4} \right) \cdot 0.33} = 1.41693 \cdot 10^7 \text{ N / m} \quad (7.2)$$

D - průměr pístu

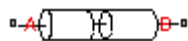
K - modul pružnosti kapaliny

H - zdvih pístu

Potrubí

Segmentové potrubí

Segmentové potrubí P, T, A, B, A1, B1 (*Segmented Pipeline*) je na obr. 7.32. Detailní popis tohoto bloku je v příloze A. Potrubí P, T, A, B, představují ocelové trubky a A1, B1 hydraulické hadice. Nastavení parametrů ocelového potrubí je uvedeno v tabulkách 7.13, 7.14, 7.15 a nastavení parametrů hydraulických hadic je uvedeno v tabulce 7.16.



Obr. 7.32 Značka bloku segmentového potrubí

Pipe internal diameter	Vnitřní průměr potrubí	0.025	m
Pipe length	Délka potrubí	15	m
Number of segments	Počet segmentů	10	1
Aggregate equivalent length of local resistances	Ekvivalentní délka místních odporů	1	m
Internal surface roughness height	Drsnost vnitřku potrubí	0.025	m
Laminar flow upper margin	Horní hranice laminárního proudění	2e3	1
Turbulent flow lower margin	Dolní hranice turbulentního proudění	4e3	1
Pipe wall type	Typ stěny potrubí	Flexible	
Static pressure-diameter coefficient	Koeficient statického tlaku	2.2122e-13	m/Pa
Viscoelastic process time constant	Časová konstanta viskoelastického procesu	0.008	s
Specific heat ratio	Poměr měrných tepel	1.4	1

Tab. 7.13 Parametry nastavení potrubí P

Pipe internal diameter	Vnitřní průměr potrubí	0.028	m
Pipe length	Délka potrubí	15	m
Number of segments	Počet segmentů	10	1
Aggregate equivalent length of local resistances	Ekvivalentní délka místních odporů	1	m
Internal surface roughness height	Drsnost vnitřku potrubí	0.025	m
Laminar flow upper margin	Horní hranice laminárního proudění	2e3	1
Turbulent flow lower margin	Dolní hranice turbulentního proudění	4e3	1
Pipe wall type	Typ stěny potrubí	Flexible	
	Koeficient statického tlaku	6.47407e-13	m/Pa

Static pressure-diameter coefficient			
Viscoelastic process time constant	Časová konstanta viskoelastického procesu	0.008	s
Specific heat ratio	Poměr měrných tepel	1.4	1

Tab. 7.14 Parametry nastavení potrubí T

Pipe internal diameter	Vnitřní průměr potrubí	0.012	m
Pipe length	Délka potrubí	35	m
Number of segments	Počet segmentů	10	1
Aggregate equivalent length of local resistances	Ekvivalentní délka místních odporů	1	m
Internal surface roughness height	Drsnost vnitřku potrubí	0.025	m
Laminar flow upper margin	Horní hranice laminárního proudění	2e3	1
Turbulent flow lower margin	Dolní hranice turbulentního proudění	4e3	1
Pipe wall type	Typ stěny potrubí	Flexible	
Static pressure-diameter coefficient	Koeficient statického tlaku	2.2122e-13	m/Pa
Viscoelastic process time constant	Časová konstanta viskoelastického procesu	0.008	s
Specific heat ratio	Poměr měrných tepel	1.4	1

Tab. 7.15 Parametry nastavení potrubí A, B

Pipe internal diameter	Vnitřní průměr potrubí	0.012	m
Pipe length	Délka potrubí	3	m
Number of segments	Počet segmentů	5	1
Aggregate equivalent length of local resistances	Ekvivalentní délka místních odporů	1	m
Internal surface roughness height	Drsnost vnitřku potrubí	0.025	m

Laminar flow upper margin	Horní hranice laminárního proudění	2e3	1
Turbulent flow lower margin	Dolní hranice turbulentního proudění	4e3	1
Pipe wall type	Typ stěny potrubí	Flexible	
Static pressure-diameter coefficient	Koeficient statického tlaku	6.5625e-12	m/Pa
Viscoelastic process time constant	Časová konstanta viskoelastického procesu	0.008	s
Specific heat ratio	Poměr měrných tepel	1.4	1

Tab. 7.16 Parametry nastavení potrubí A1, B1

Příklad výpočtu koeficientu statického tlaku K_p pro potrubí A:

$$K_p = \frac{d}{E_M} \cdot \left(\frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} + \nu \right) \quad [m / Pa] \quad (7.3)$$

$$K_p = \frac{0.012}{2.1 \cdot 10^{11}} \cdot \left(\frac{0.016^2 + 0.012^2}{0.016^2 - 0.012^2} + 0.3 \right) = 2.21224 \cdot 10^{-13} \text{ m / Pa} \quad (7.4)$$

d - vnitřní průměr potrubí

D - vnější průměr potrubí

E_M - modul pružnosti

ν - Poissonovo číslo pro materiál potrubí, pro ocel 0.27 – 0.3, pro gumu 0.5.

Ostatní bloky použité v obvodu

Vykreslování grafů

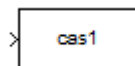
Vykreslování grafů (*Scope*) obr. 7.33 nám zobrazí časový průběh sledované veličiny.



Obr. 7.33 Značka bloku vykreslování grafů

Zápis dat do Workspace

Zápis dat do Workspace Ws (*To Workspace*) obr. 7.34 je blok, který zapisuje data do hlavní pracovní části matlabu, kde je možno s nimi dále pracovat. Data jsou ukládána po 5 ms stejně jako při měření na fyzikálním modelu.



Obr. 7.34 Značka bloku zápisu dat do Workspace

Nádrž

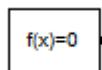
Nádrž (Hydraulic Reference) obr. 7.35 představuje zásobník nekonečného množství kapaliny spojené s atmosférou. Nelze zde nastavit žádné parametry.



Obr. 7.35 Značka bloku nádrže

Konfigurace výpočtu - Řešitel

Konfigurace výpočtu Řešitel (*Solver Configuration*) obr. 7.36 definuje rovnice použité pro simulaci.



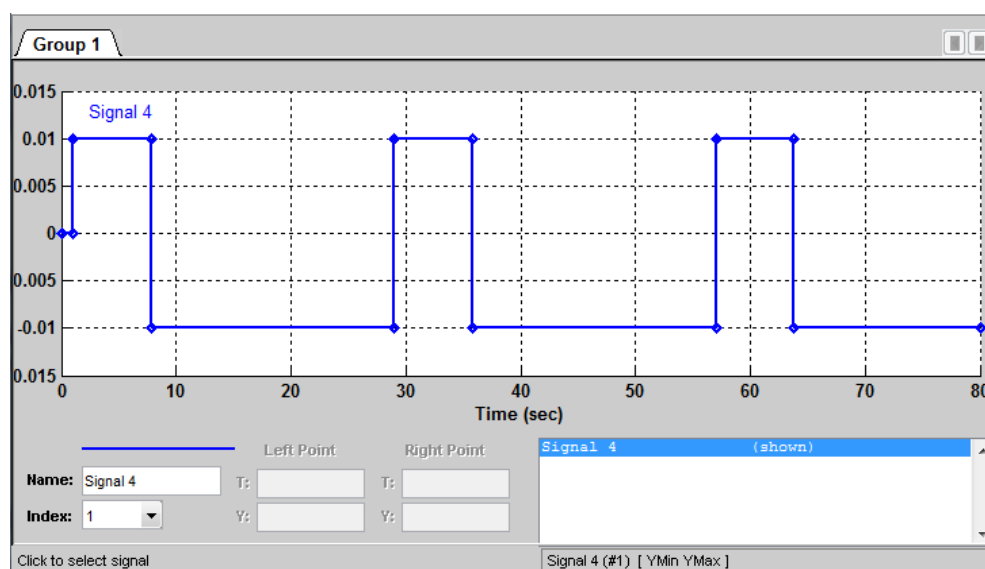
Obr. 7.36 Značka bloku řešitele

Zdroj signálu

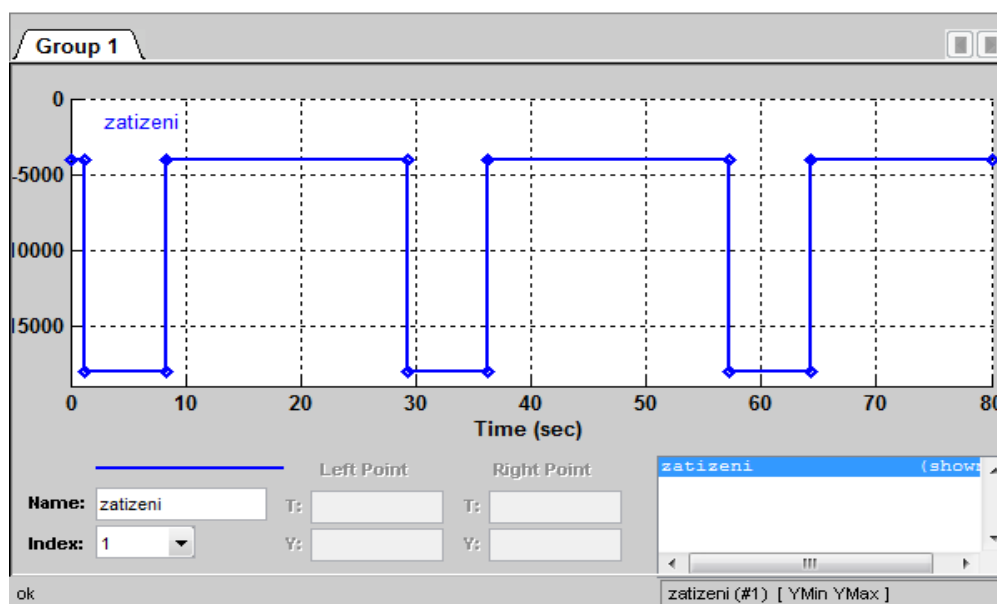
Zdroj signálu SB (*Signal Builder*) obr. 7.37 je blok, kterým lze vytvořit libovolný časový průběh signálu. Na obrázku 7.46 je zobrazen průběh signálu ze zdroje SB, který se nachází v subsystému Řízení. Na obrázku 7.47 je zobrazen průběh signálu ze zdroje SB1, který se nachází v subsystému Zatížení.



Obr. 7.37 Značka bloku zdroje signálu



Obr. 7.38 Průběh signálu SB ze subsystému Řízení



Obr. 7.39 Průběh signálu SB1 ze subsystému Zatížení

Připojení k subsystému

Blok pro připojení subsystému (*PMC_Port*) obr. 7.40 je blok, který je zapotřebí pro připojení subsystému k obvodu. Přes tento port prochází fyzikální signál. U tohoto bloku lze zadat pouze jeho popis.



Obr. 7.40 Značka bloku připojení subsystému

Výstup ze subsystému

Blok výstup ze subsystému (*Outport*) obr. 7.41 slouží pro výstup bezrozměrného signálu, u kterého je možné nastavit výstupní parametry.



Obr. 7.41 Značka bloku pro výstup ze subsystému

Mux

Mux (*Mux*) obr. 7.42 slouží ke sloučení dvou a více signálů do jednoho grafu. U tohoto bloku lze nastavit množství vstupních signálů.

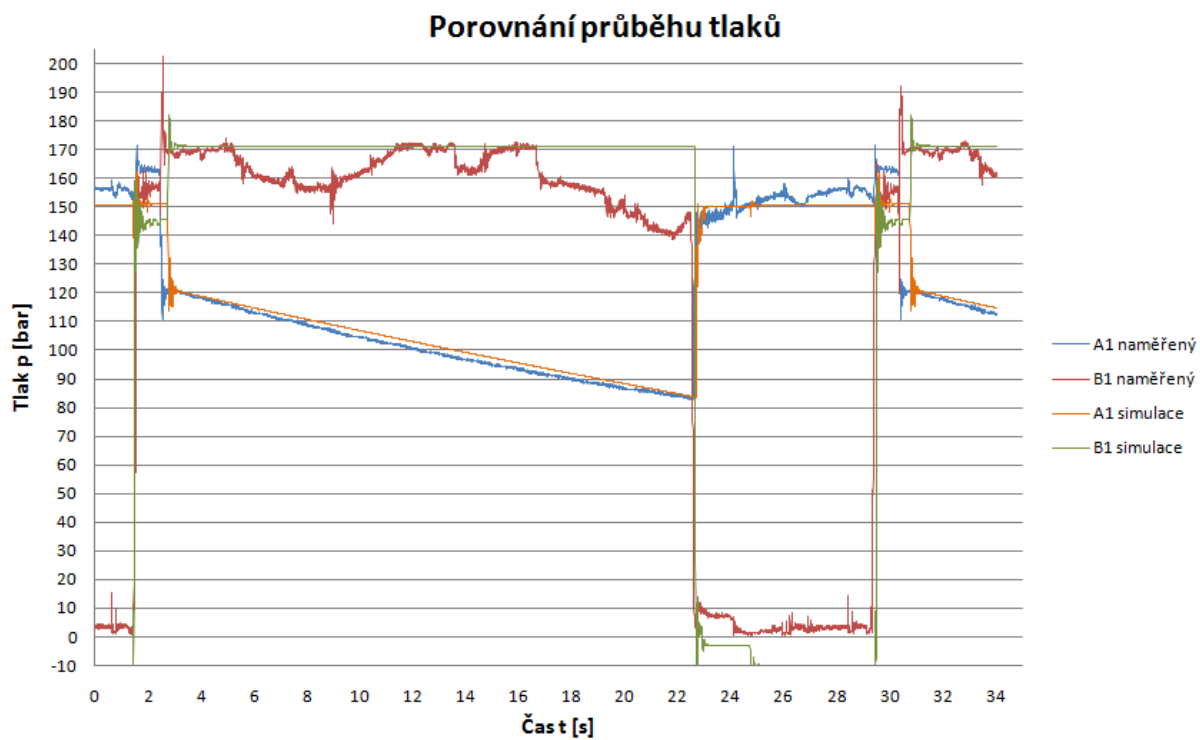


Obr. 7.42 Značka bloku pro sloučení vstupních signálů

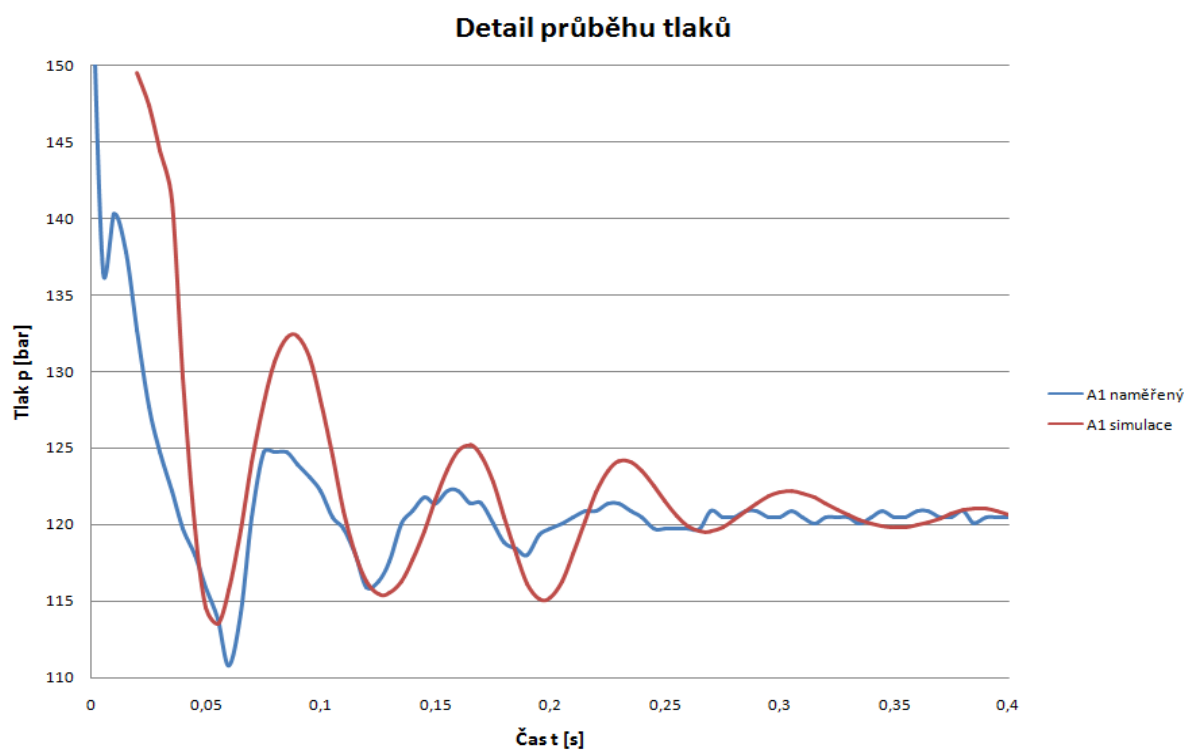
8 Vyhodnocení

8.1 Výsledky simulace a jejich porovnání s měřením

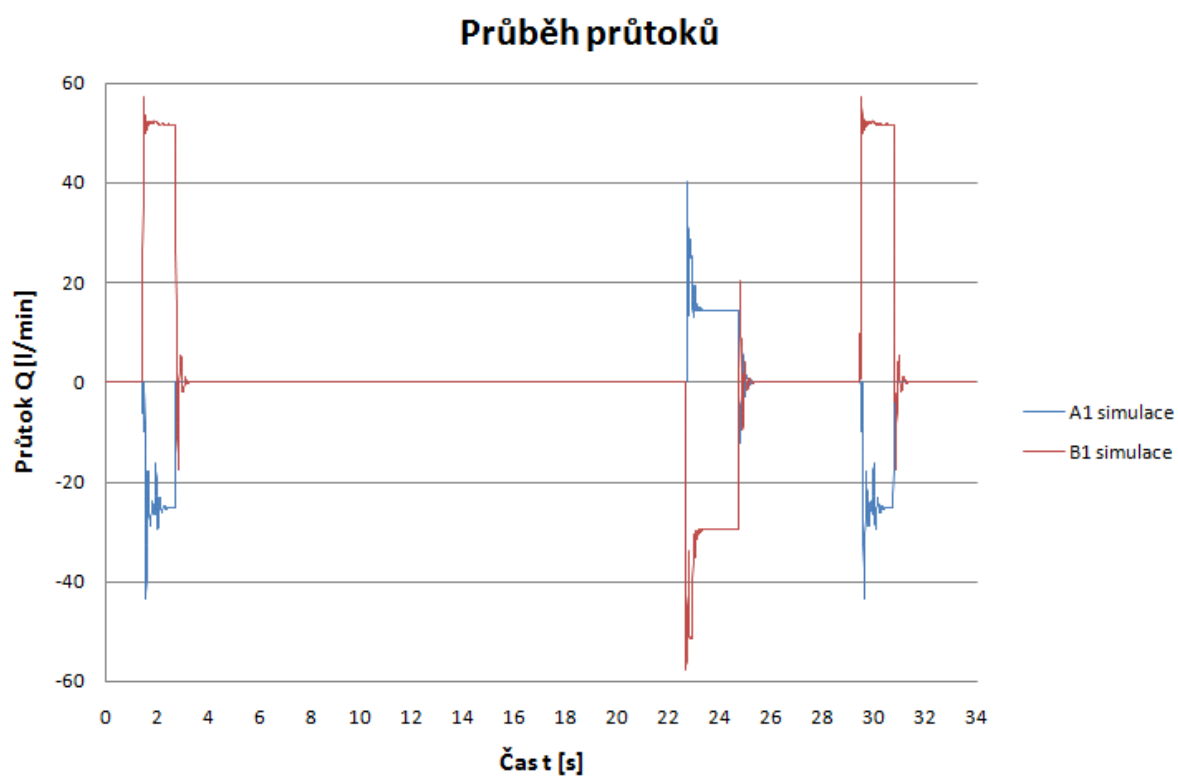
Hodnoty získané simulací na matematickém modelu v programu Matlab byly upraveny v programu Excel do grafu a porovnány s hodnotami naměřenými na skutečném obvodu obr. 8.1. U simulačního modelu bylo podstatné dosáhnout průběhu tlaků, tak aby co nejvíce odpovídal skutečným naměřeným hodnotám. Na obr. 8.2 je vidět srovnání frekvence a amplitudy kmitání tlaku. Průběh naměřeného tlaku je mírně deformován jinou vyšší frekvencí, která nebyla v simulačním modelu zohledněna. Dále na obr. 8.3 můžeme vidět průběh průtoků na větvích A1 a B1 v čase. Na obr. 8.4 je znázorněna dráha zdvihu pístu. Doba zdvihu pístu je 2 s.



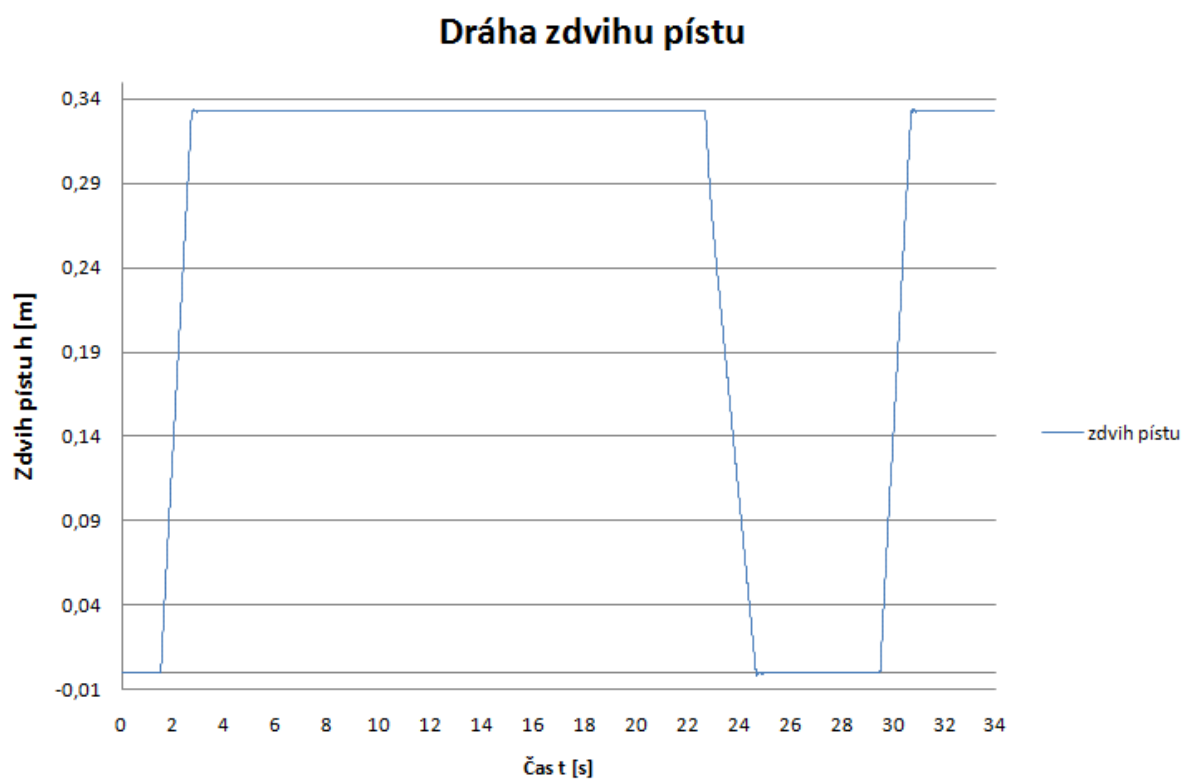
Obr. 8.1 Porovnání průběhu tlaků



Obr. 8.2 Detail porovnání frekvence a amplitudy tlaku



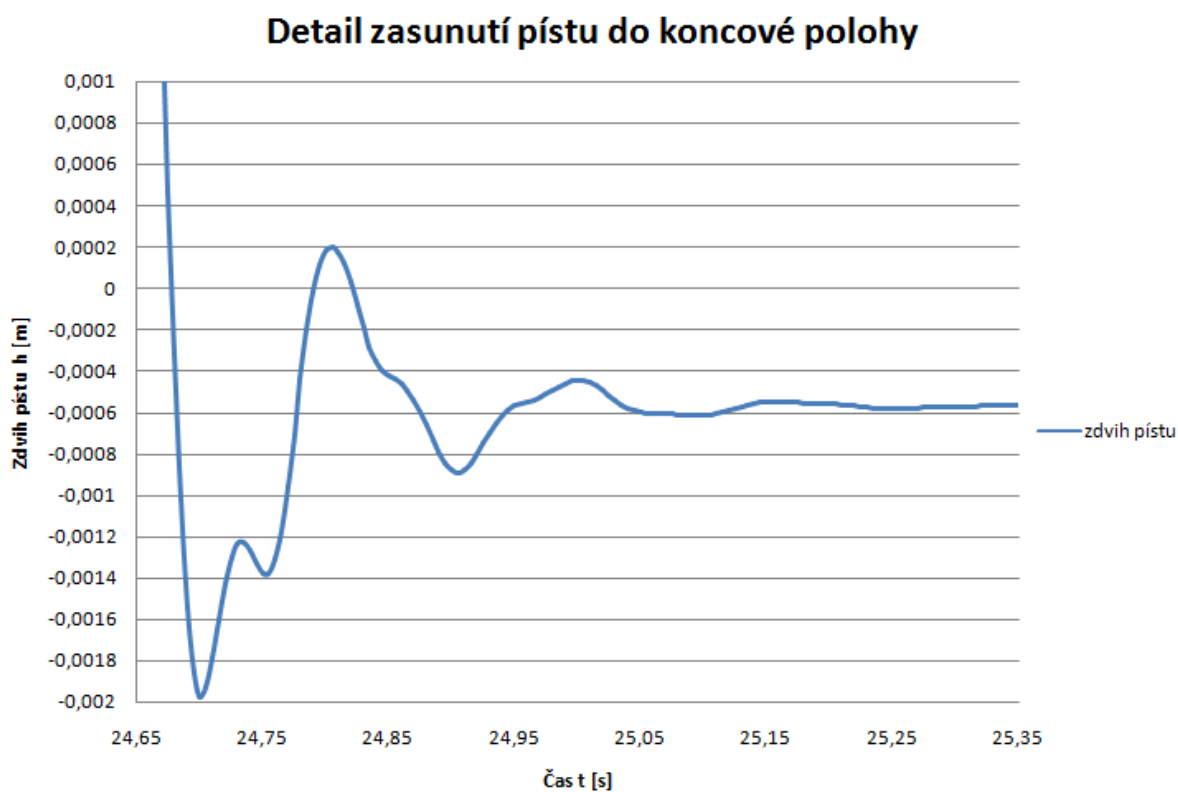
Obr. 8.3 Průběh průtoků na simulačním modelu



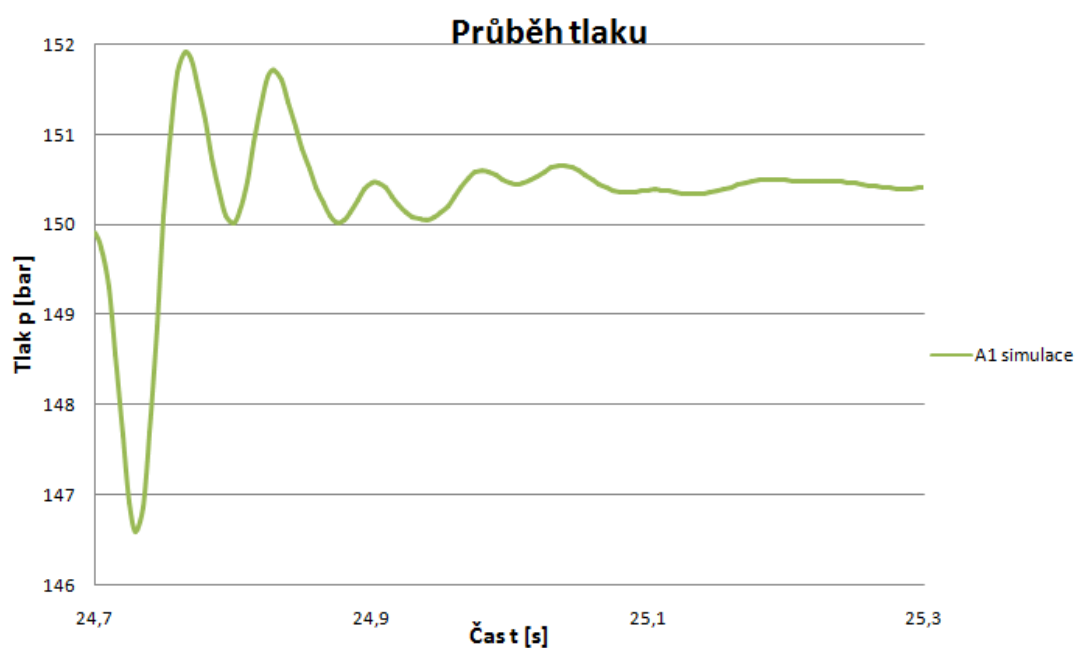
Obr. 8.4 Zdvih pístu na simulačním modelu

Dále budou grafy zaměřeny pouze na zkoumanou oblast tj. časový úsek, kdy se píst zasune do koncové polohy.

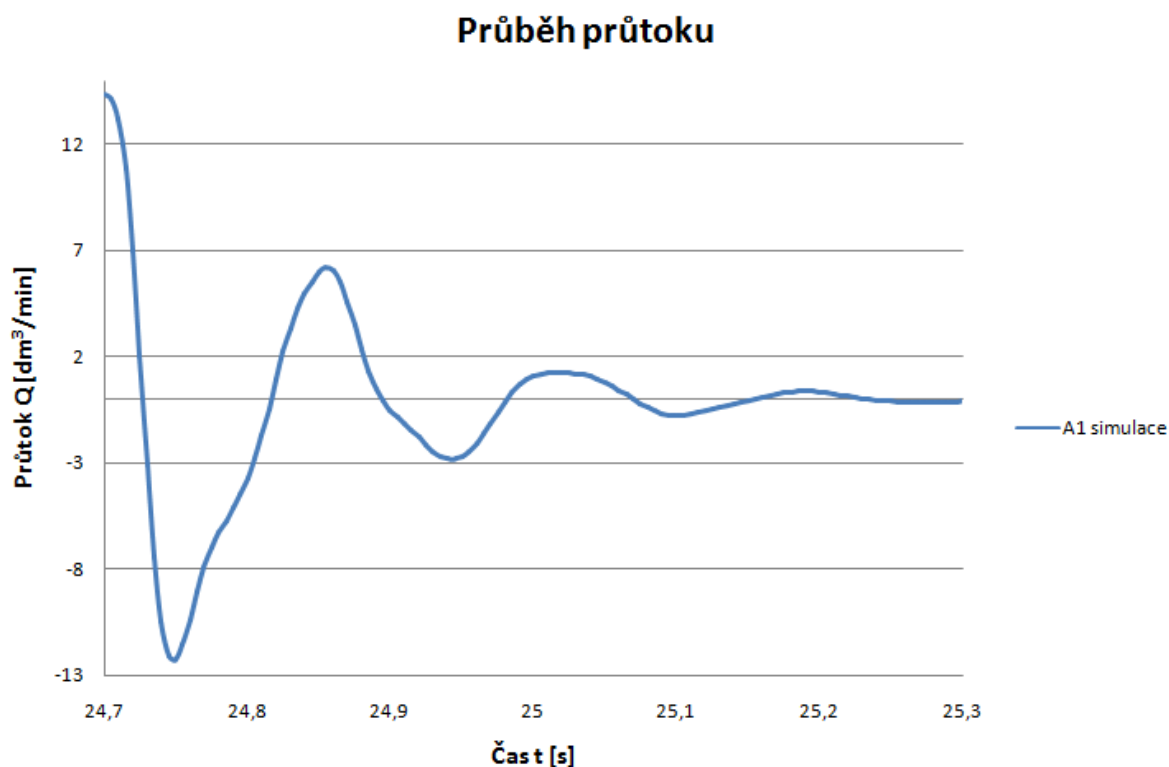
Na obr. 8.5 vidíme zakmitání pístu při zasunutí do koncové polohy s amplitudou 2,2 mm.



Obr. 8.5 Zasunutí pístu do koncové polohy



Obr. 8.6 Průběh tlaku při dojezdu pístu do koncové polohy



Obr. 8.7 Průběh průtoku při zasunutí pístu do koncové polohy

8.2 Simulace zkrácení doby cyklu

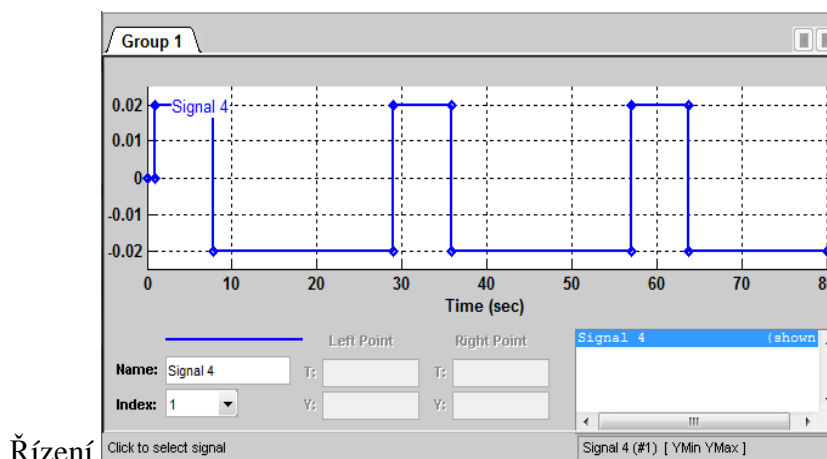
V této kapitole jsou simulovány podmínky při zvýšeném průtoku, který zajistí rychlejší zdvih hydromotoru, při jeho nezměněných parametrech.

8.2.1 Úprava nastavení bloků na modelu pro simulaci zkrácení doby cyklu

Pro simulaci většího průtoku je zapotřebí upravit některé prvky v simulačním modelu. Tato úprava spočívá ve zvětšení průtočné plochy řídících prvků, přívodního potrubí a hydraulických hadic. V tomto případě je průtočná plocha zvětšena z 12 mm na 20 mm viz. obr. 8.8 a tab. 8.1, 8.2, 8.3, 8.4, 8.5.

Zdroj signálu SB (*Signal Builder*)

Na obrázku 8.8 je zobrazen průběh signálu ze SB, který se nachází v subsystému



Obr. 8.8 Průběh signálu SB ze subsystému Řízení

Čtyřcestný rozváděč PR (*4-Way Directional Valve*).

Nastavení parametrů rozváděče je uvedeno v tabulce 8.1.

Hodnoty otevření rozváděče
[0 0.004 0.008 0.012 0.016 0.02]
Hodnoty tlakového spádu
[0 10 20 50 160 320]
Hodnoty průtoku
[0 0 0 0 0 0; 0 2 5 10 16 24; 0 24 36 60 104 98; 0 50 66 104 110 98; 0 66 86 130 110 98; 0 70 96 130 110 98;]

Tab. 8.1 Parametry nastavení otevření, tlakového spádu a průtoku

Jednosměrný ventil JV1 (*Check Valve*)

Nastavení parametrů viz tabulka 8.2.

Maximum passage area	Maximální průtočná plocha	3.14159-4	m ²
Cracking pressure	Otevírací tlak	0.5e5	Pa
Maximum opening pressure	Maximální tlak	21e6	Pa
Flow discharge coefficient	Koeficient Průtoku	0.7	
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo číslo	12	
Leakage area	Průtočná plocha lekáže	1e-12	m ²

Tab. 8.2 Parametry nastavení jednosměrného ventilu JV1

Přepouštěcí ventil PV1 (*Pressure Relief Valve*)

Nastavení parametrů přepouštěcího ventilu PV je uvedeno v tabulce 8.3.

Maximum passage area	Maximální průtočná plocha	3.14159e-4	m ²
Valve pressure setting	Přepouštěcí tlak	15e6	Pa
Valve regulation range	Regulační rozsah	3e6	Pa
Flow discharge coefficient	Koeficient průtoku	0.7	1
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo číslo	12	1
Leakage area	Průtočná plocha leakáže	1e-12	m ²

Tab. 8.3 Parametry nastavení přepouštěcího ventilu

Segmentové potrubí A, B, A1, B1 (*Segmented Pipeline*)

Nastavení parametrů potrubí je uvedeno v tabulce 8.4 a nastavení parametrů hydraulických hadic je uvedeno v tabulce 8.5.

Pipe internal diameter	Vnitřní průměr potrubí	0.02	m
Pipe length	Délka potrubí	35	m
Number of segments	Počet segmentů	10	1
Aggregate equivalent length of local resistances	Ekvivalentní délka místních odporů	1	m
Internal surface roughness height	Drsnost vnitřku potrubí	0.025	m
Laminar flow upper margin	Horní hranice laminárního proudění	2e3	1
Turbulent flow lower margin	Dolní hranice turbulentního proudění	4e3	1
Pipe wall type	Typ stěny potrubí	Flexible	
Static pressure-diameter coefficient	Koeficient statického tlaku	3.99862e-13	m/Pa
Viscoelastic process time constant	Časová konstanta viskoelastického procesu	0.008	s
Specific heat ratio	Poměr měrných tepel	1.4	1

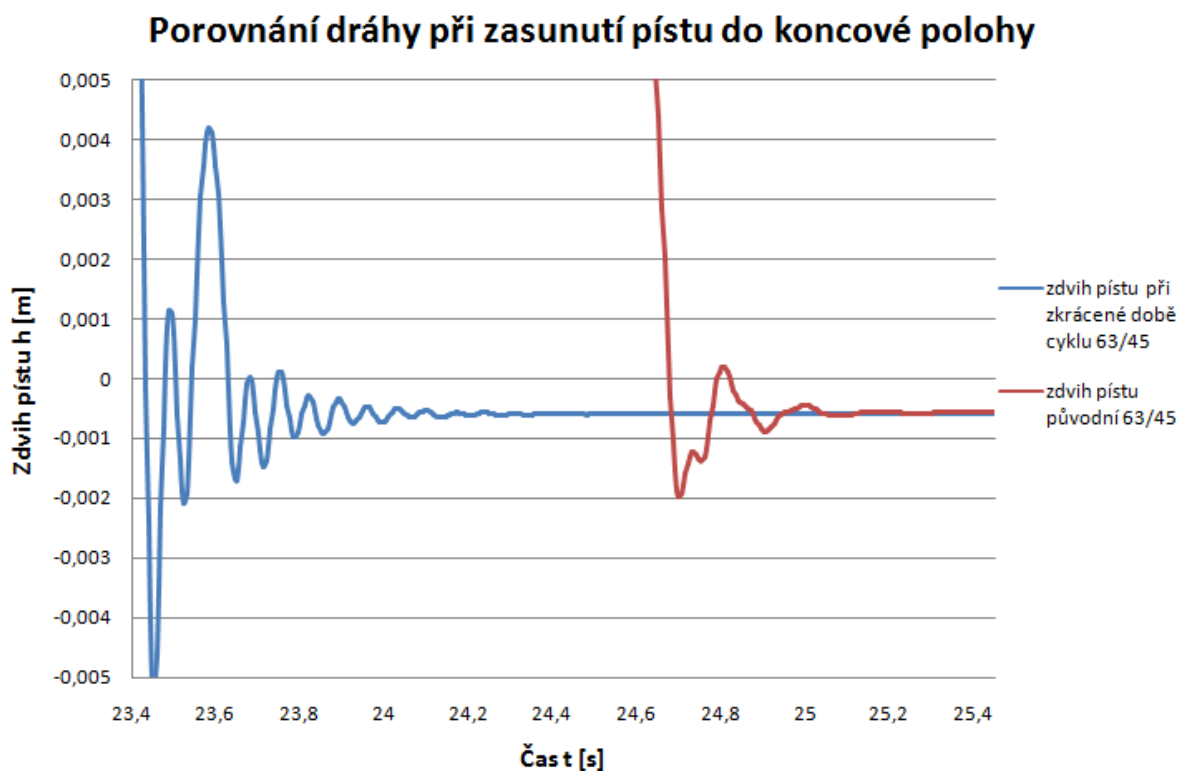
Tab. 8.4 Parametry nastavení potrubí A, B

Pipe internal diameter	Vnitřní průměr potrubí	0.02	m
Pipe length	Délka potrubí	3	m
Number of segments	Počet segmentů	5	1
Aggregate equivalent length of local resistances	Ekvivalentní délka místních odporů	1	m
Internal surface roughness height	Drsnost vnitřku potrubí	0.025	m
Laminar flow upper margin	Horní hranice laminárního proudění	2e3	1
Turbulent flow lower margin	Dolní hranice turbulentního proudění	4e3	1
Pipe wall type	Typ stěny potrubí	Flexible	
Static pressure-diameter coefficient	Koeficient statického tlaku	1.7494e-11	m/Pa
Viscoelastic process time constant	Časová konstanta viskoelastického procesu	0.008	s
Specific heat ratio	Poměr měrných tepel	1.4	1

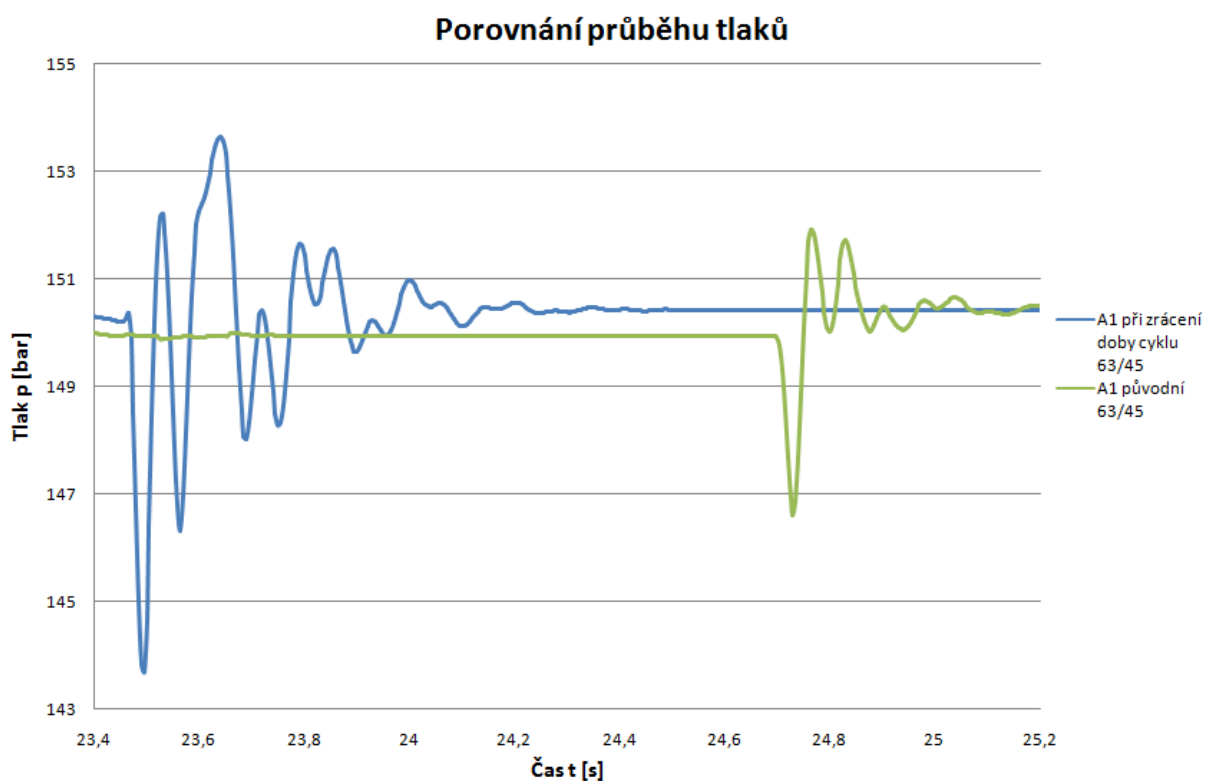
Tab. 8.5 Parametry nastavení hydraulických hadic A1, B1

8.2.2 Vyhodnocení simulace zkrácení doby cyklu

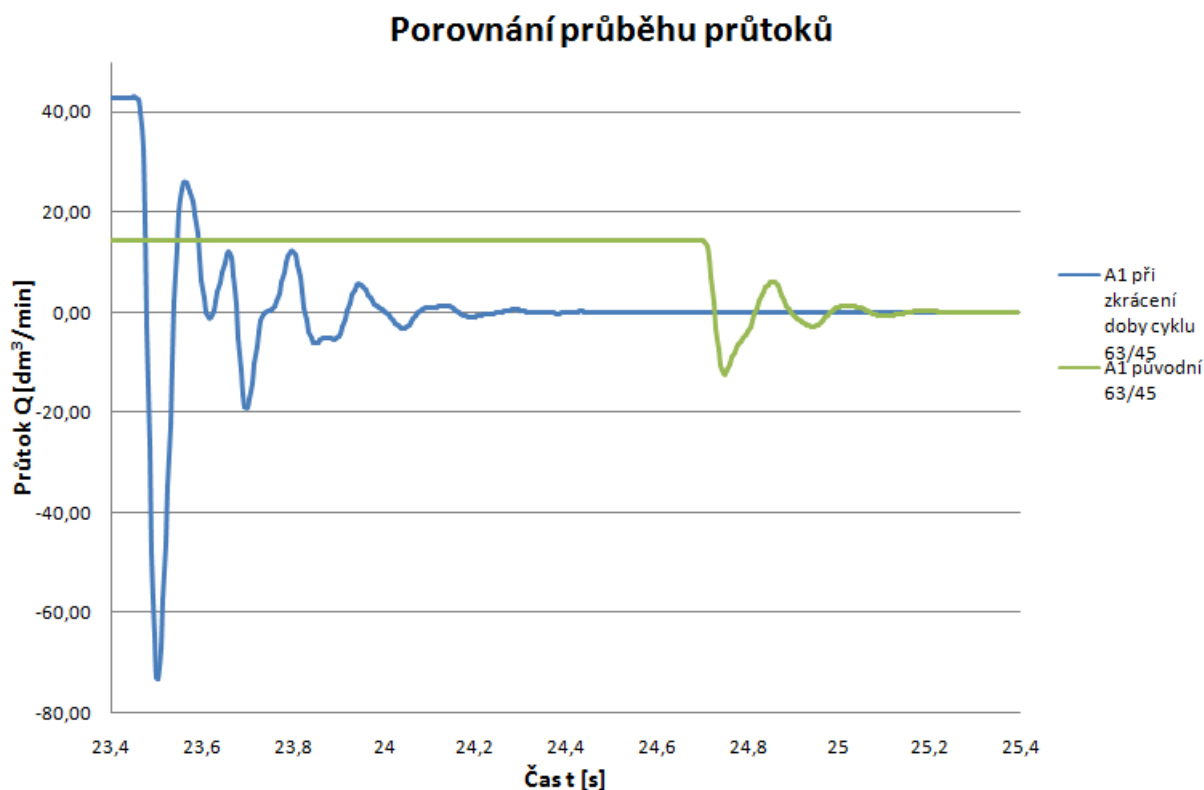
Na obr. 8.9 můžeme vidět, že při vyšší rychlosti a nezměněných parametrech hydromotoru se píst zasune o 1,3 s rychleji, než při rychlosti původní tj. za 0,7 s. U tohoto řešení ale dochází k příliš velkému rozkmitání pístu v koncové poloze. Amplituda kmitu je 9 mm při rychlejším režimu oproti 2,2 mm při původním režimu. Na obr. 8.10 je vidět že dojde také ke zvýšení amplitudy kmitu u tlaku a rovněž u průtoku obr. 8.11.



Obr. 8.9 Porovnání dráhy pístu při zasunutí do koncové polohy



Obr. 8.10 Porovnání průběhu tlaků před a po zrychlení



Obr. 8.11 Porovnání průběhu průtoků před a po zrychlení

8.3 Simulace zvětšení HM na 100/63 při zkrácené době cyklu

Na základě zadavatele, firmy PKS Servis s.r.o. bylo požadováno simulovat dynamické chování hydraulického obvodu při zkrácené době cyklu a změně velikosti hydromotoru z původního 63/45-330 na 100/63-330.

8.3.1 Úprava nastavení bloků na modelu pro simulaci zvětšení HM na 100/63 při zkrácené době cyklu

Úprava nastavení spočívá pouze ve změně povrchu pístu a mezikruží.

Dvočinný přímočarý hydromotor HM (Double-Acting Hydraulic Cylinder).

Nastavení parametrů hydromotoru HM je uvedeno v tabulce 8.6.

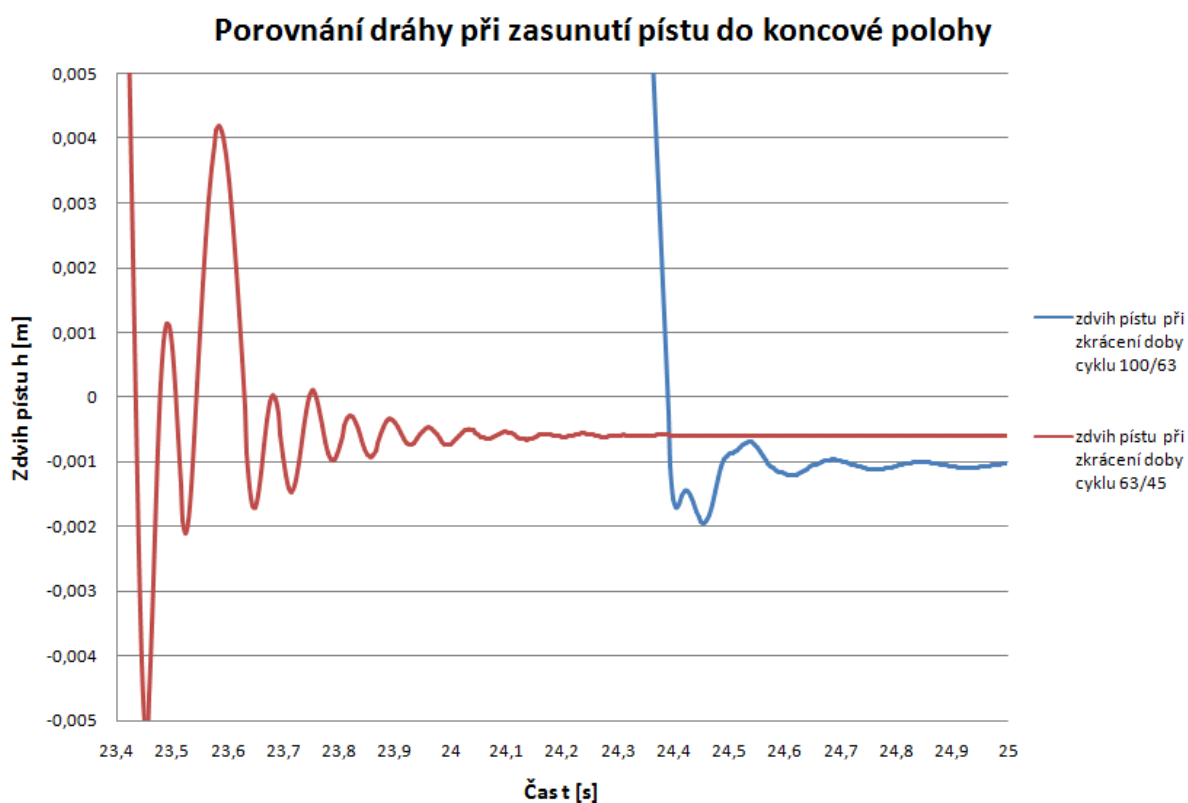
Piston area A	Plocha pístu	0.00785398	m ²
Piston area B	Plocha mezikruží pístu	0.00312	m ²
Piston stroke	Zdvih pístu	0.33	m
Piston initial distance from cap A	Počáteční poloha pístu	0.33	m

Dead volume A	Zbytkový objem A	1e-4	m ³
Dead volume B	Zbytkový objem B	1e-4	m ³
Specific heat ratio	Poměr měrných tepel	1.4	1
Contact stiffness	Kontaktní tuhost	3.57e7	N/m
Contact damping	Kontaktní tlumení	150	N/(m/s)
Cylinder orientation	Orientace válce	Acts in positive direction	

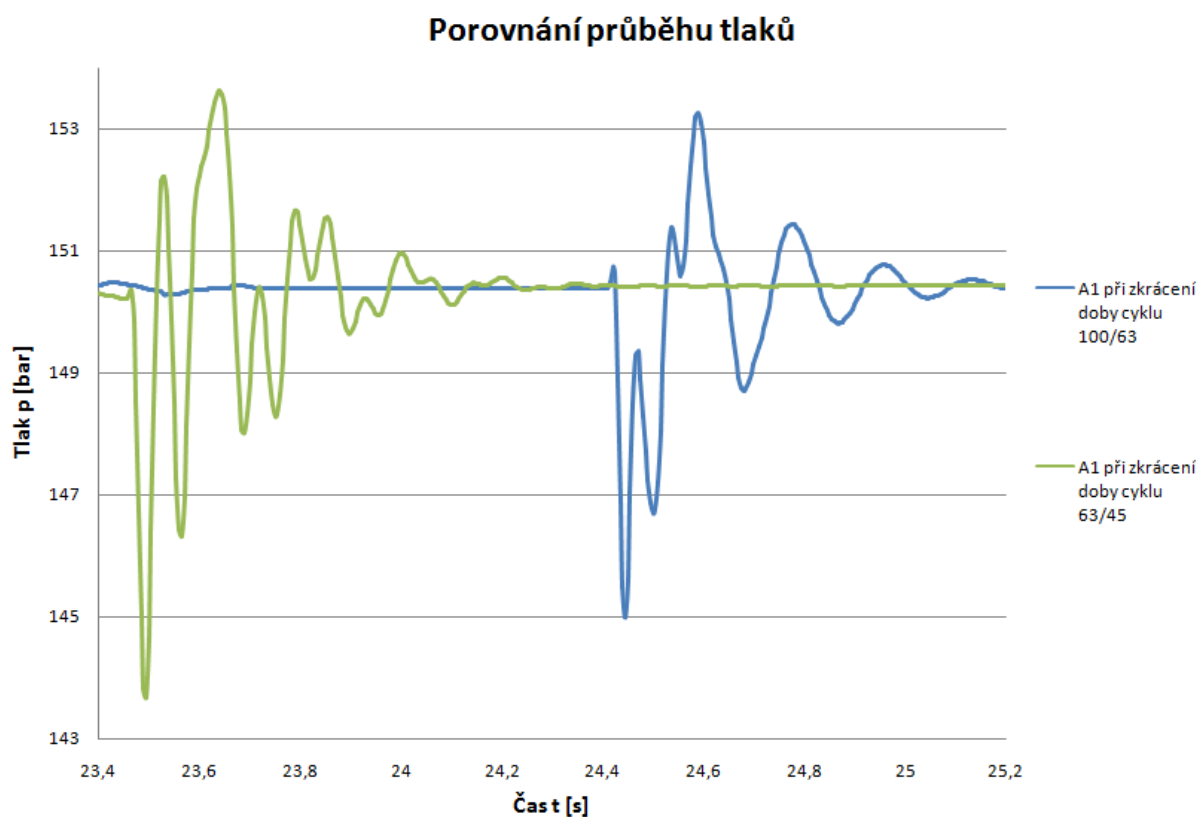
Tab. 8.6 Parametry nastavení hydromotoru

8.3.2 Vyhodnocení simulace zvětšení HM na 100/63 při zkrácené době cyklu

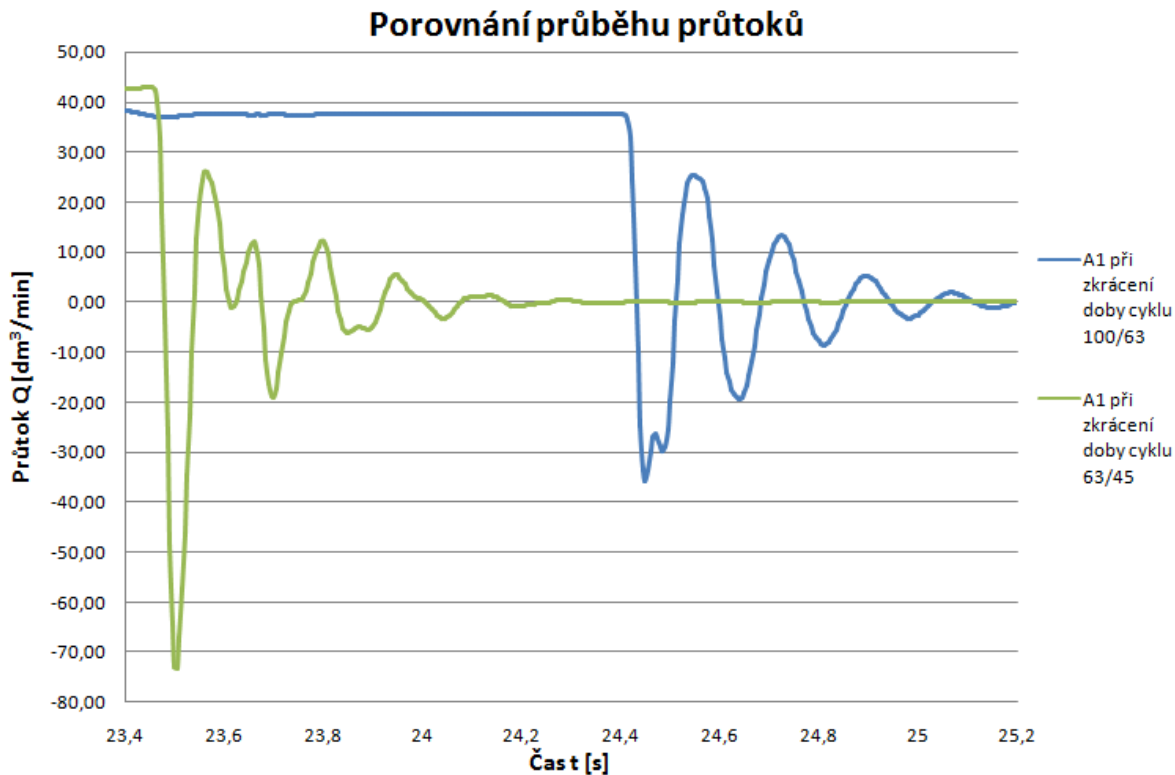
Z obr. 8.12 je zřejmý útlum kmitání po zvětšení HM. Při zkrácené době cyklu dosahuje amplituda kmitu 9 mm a při zvětšeném HM pouze 1,3 mm. Doba zdvihu u tohoto řešení je 1,65 s. Oproti původnímu modelu to znamená, že píst vykoná zdvih o 0,35 s rychleji. Dále na obr. 8.13 je znázorněno porovnání průběhu tlaků a na obr. 8.14 porovnání průběhu průtoků.



Obr. 8.12 Porovnání zdvihu pístu po zrychlení a po zrychlení a zvětšení HM



Obr. 8.13 Porovnání průběhu tlaků po zrychlení a po zrychlení a zvětšení HM



Obr. 8.14 Porovnání průtoků po zrychlení a po zrychlení a zvětšení HM

8.4 Simulace zvětšení HM na 80/50 při zkrácené době cyklu

Jako kompromis mezi velikostí amplitudy kmitu a rychlostí zdvihu byl zvolen hydromotor 80/50-330.

8.4.1 Úprava nastavení bloků na modelu pro simulaci zvětšení HM na 80/50 při zkrácené době cyklu

Úprava nastavení spočívá pouze ve změně povrchu pístu a mezikruží.

Dvočinný přímočarý hydromotor HM (Double-Acting Hydraulic Cylinder).

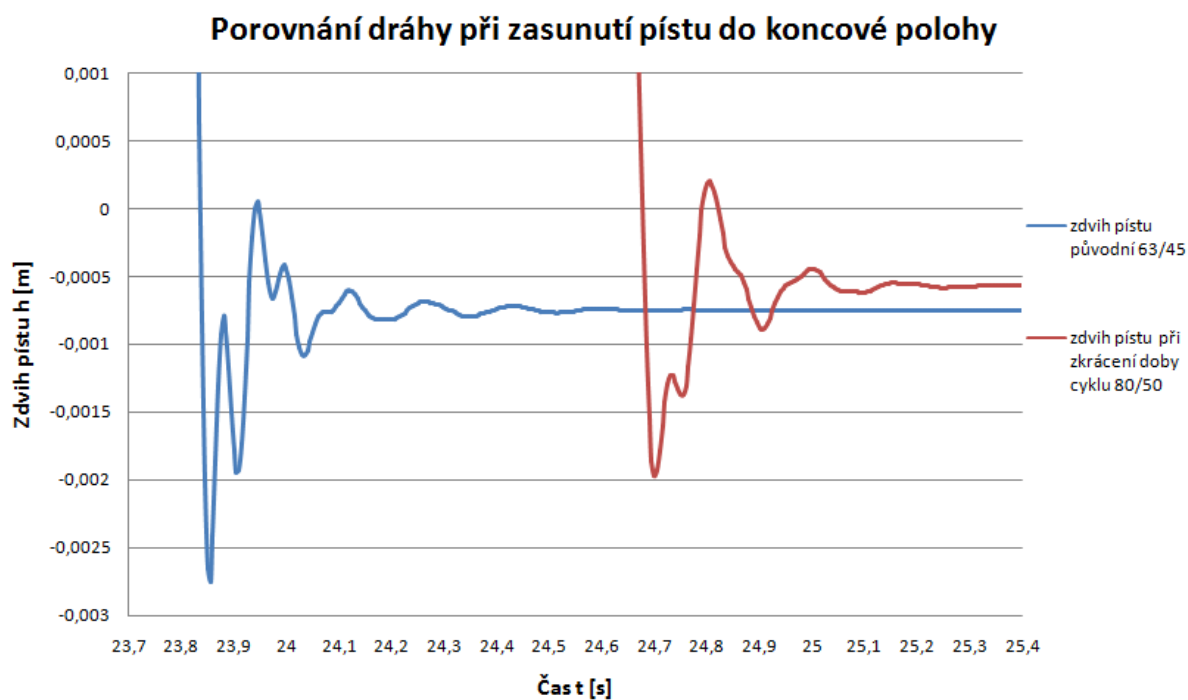
Nastavení parametrů hydromotoru HM je uvedeno v tabulce 8.7.

Piston area A	Plocha pístu	0.00502655	m ²
Piston area B	Plocha mezikruží pístu	0.0019635	m ²
Piston stroke	Zdvih pístu	0.33	m
Piston initial distance from cap A	Počáteční poloha pístu	0.33	m
Dead volume A	Zbytkový objem A	1e-4	m ³
Dead volume B	Zbytkový objem B	1e-4	m ³
Specific heat ratio	Poměr měrných tepel	1.4	1
Contact stiffness	Kontaktní tuhost	2.2848e7	N/m
Contact damping	Kontaktní tlumení	150	N/(m/s)
Cylinder orientation	Orientace válce	Acts in positive direction	

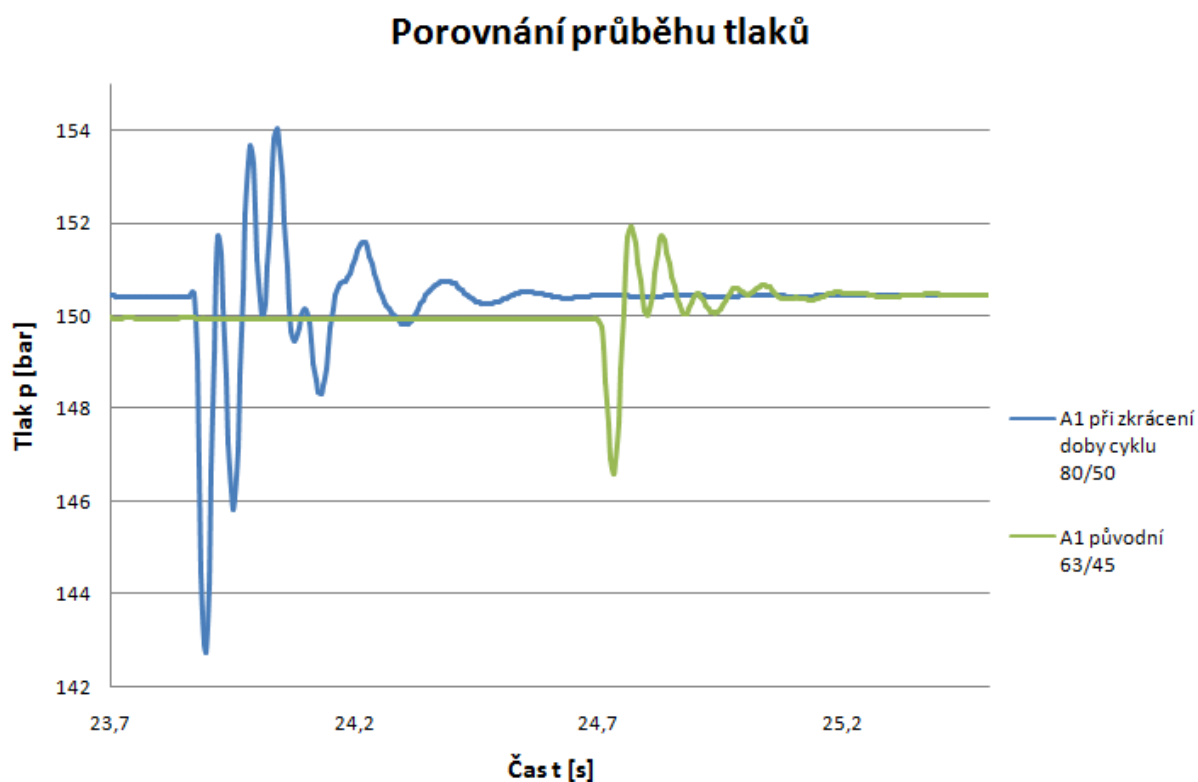
Tab. 8.7 Parametry nastavení hydromotoru

8.4.2 Vyhodnocení simulace zvětšení HM na 80/50 při zkrácené době cyklu

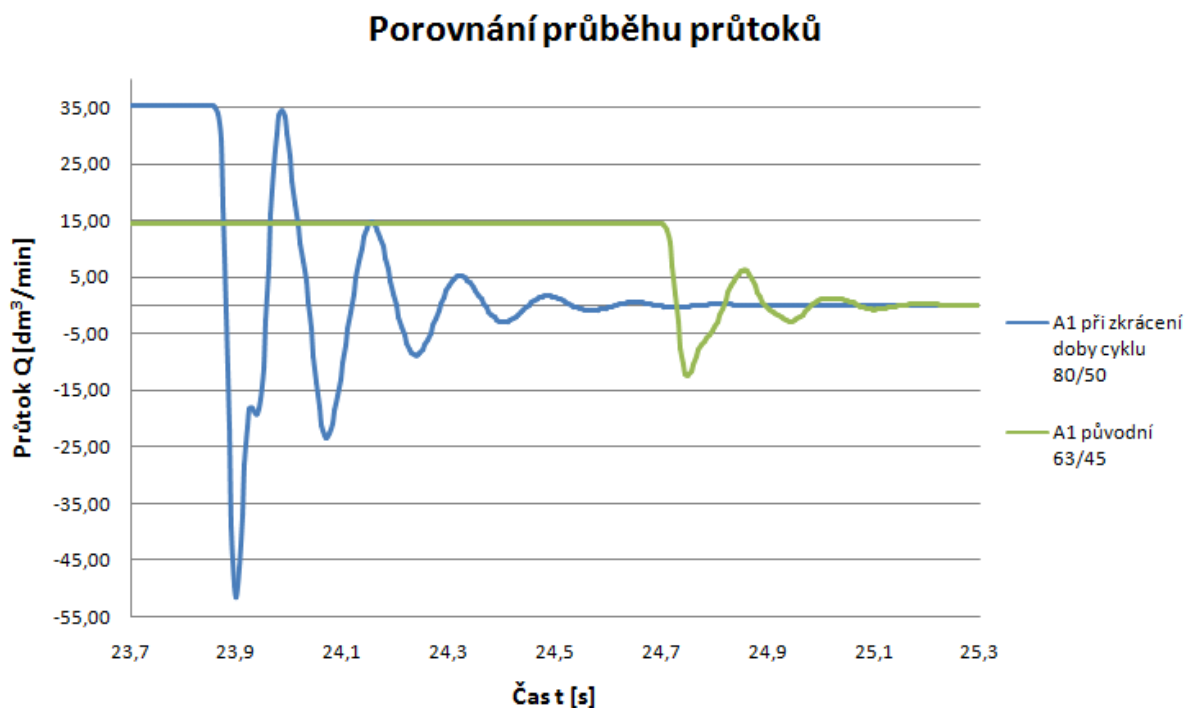
Na obr. 8.15 je vidět rozdíl v amplitudě kmitu mezi původním modelem před zkrácením doby cyklu 2,2 mm a konečnou optimalizací, která byla realizována pomocí zvýšení průtoku (zkrácení doby cyklu) a změny velikosti hydromotoru 2,7 mm. Amplituda se nepatrně zvýšila o 0,5 mm oproti původnímu modelu, ale tímto řešením byla doba zdvihu pístu zkrácena o čas 0,9 s na výsledný čas 1,1 s.



Obr. 8.15 Porovnání zdvihu pístu původního a po zrychlení a zvětšení HM 80/50



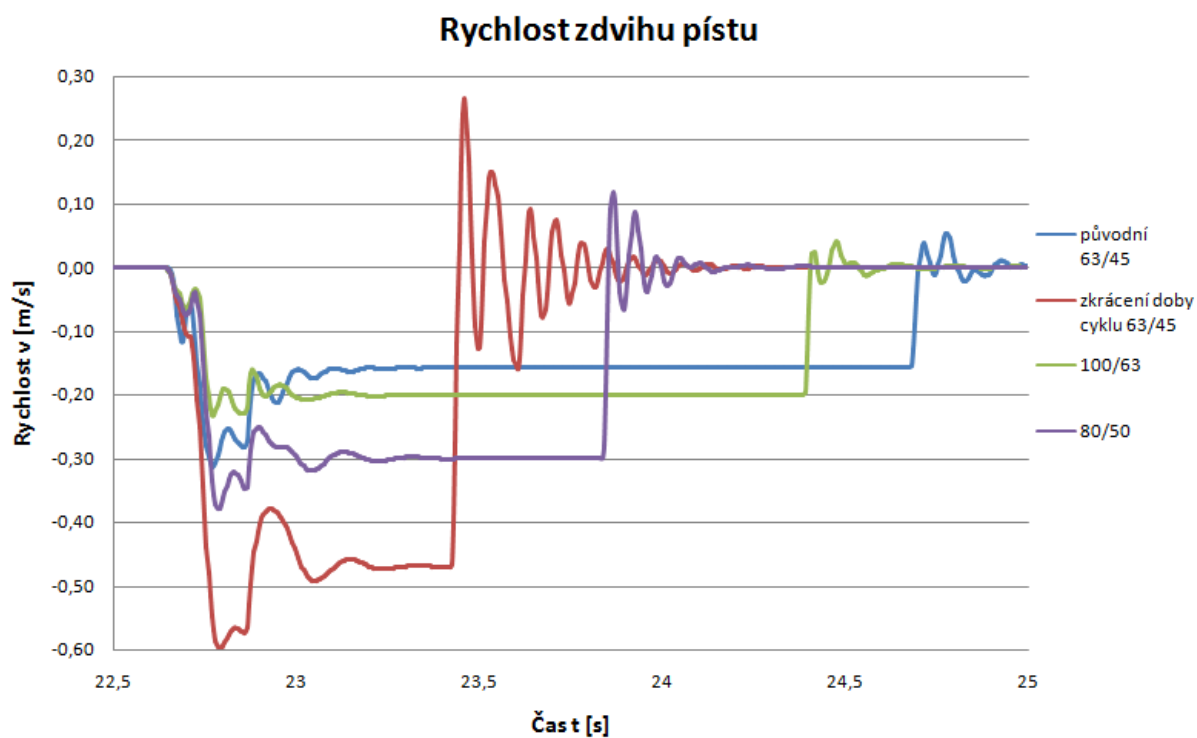
Obr. 8.16 Porovnání průběhu tlaků původního a po zrychlení a zvětšení HM 80/50



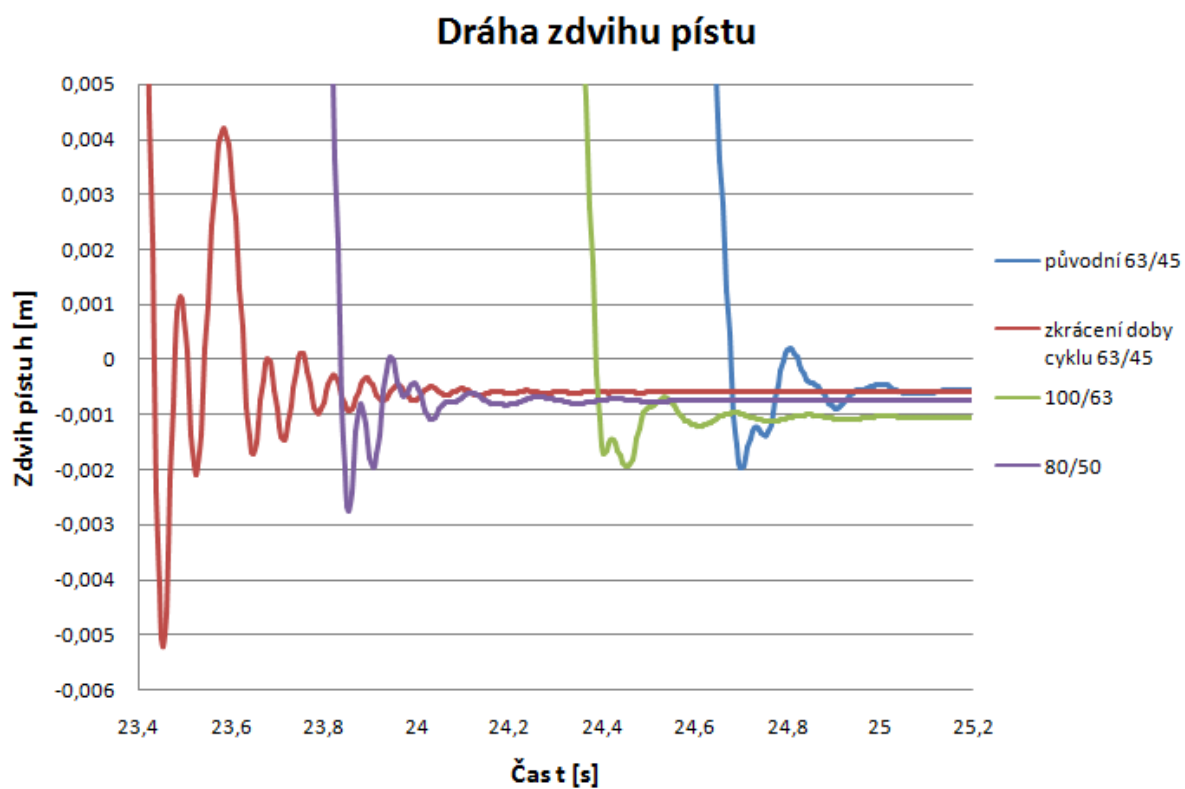
Obr. 8.17 Porovnání průběhu průtoků původního a po zrychlení a zvětšení HM 80/50

8.4.3 Závěrečné vyhodnocení simulací

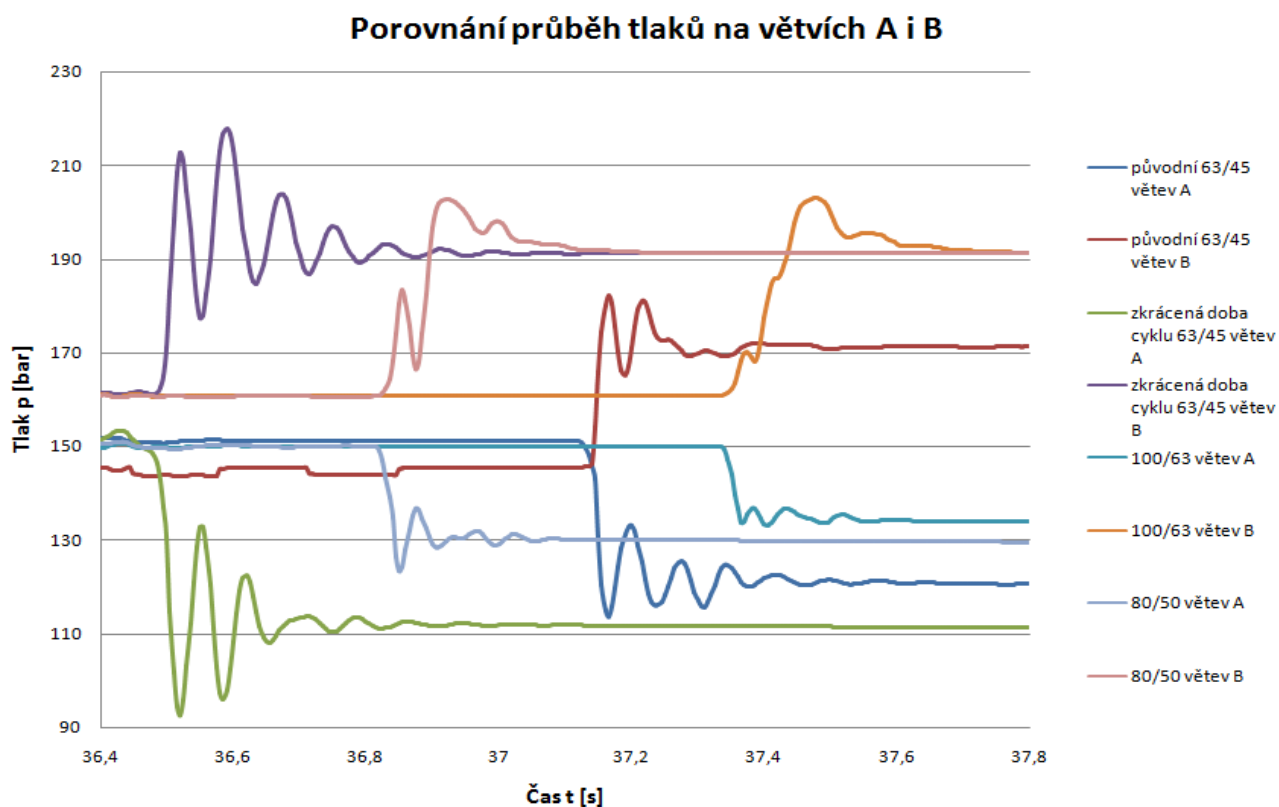
Na obr. 8.18 je zakreslen do jednoho grafu průběh rychlosti všech simulovaných modelů. Je zde jasně vidět vliv prováděných úprav na průběh rychlostí zdvihu pístu na jednotlivých modelech. Na obr. 8.19 je porovnání drah zasunutí pístu do koncové polohy všech simulovaných modelů. Na obr. 8.20 můžeme vidět průběh tlaků taktéž u všech simulovaných modelů. V tabulce 8.8 je shrnuto porovnání výsledků modelování číselně.



Obr. 8.18 Porovnání rychlostí zdvihů pístů



Obr. 8.19 Porovnání drah zdvihů pístů



Obr. 8.20 Porovnání průběhů tlaků na obou větvích

Hydromotor - stav	Doba zdvihu [s]	Amplituda kmitu [mm]
63/45 - původní	2	2,2
63/45 při zkrácení doby cyklu	0,7	9
100/63 při zkrácení doby cyklu	1,65	1,3
80/50 při zkrácení doby cyklu	1,1	2,7

Tab. 8.8 Číselné porovnání výsledků

9 Závěr

V této diplomové práci se zabývám simulací dynamiky hydraulického obvodu pro zdvih odebírání zatěžkávacích desek.

V první části práce je krátce rozebrána teorie matematických modelů a metody jejich řešení. Dále jsou popsány hydraulické odpory a z nich vycházející modely potrubí.

V kapitole 3 je popsána činnost části formovací linky WG1, a to uzlu pro dopravu zatěžkávacích desek. Také je zde popis hydraulického obvodu zdvihu odebírání zatěžkávacích desek a stručná specifikace prvků, které jsou v obvodu obsaženy.

Dále jsou zmíněny použité prostředky pro diagnostiku, měřicí přístroj HMG 2020 obr. 4.1 od firmy Hydac, tlakové senzory HDA 3800 obr. 4.4 od téže firmy a jejich specifikace. Následně je popsán průběh vlastního měření tlaků v obvodu a vyhodnocení naměřených dat.

V další části práce byl sestaven a popsán simulační model obr 7.1 hydraulického obvodu a bloky v něm obsažené, včetně jejich nastavení viz kapitola 7.3.

V závěrečné části jsou porovnána data ze simulace s daty naměřenými na skutečném hydraulickém obvodu. Toto porovnání je na obr. 8.1 a 8.2, na kterém je také vidět shoda porovnávaných tlaků. Na základě podobnosti naměřeného a simulovaného průběhu tlaků byla provedena optimalizace tohoto hydraulického obvodu. V zadání bylo požadováno zrychlení doby cyklu linky z 24 sekund na 17 sekund. Zrychlení jsem dosáhl zvýšením průtoku, ale to mělo nepříznivý vliv na kmitání pístu a pístnice v koncových polohách zdvihu. Proto jsem přistoupil k řešení výměnou hydromotoru 63/45-330 za větší hydromotor 100/63-330. Tím se kmitání zmírnilo obr. 8.12, ale bohužel vlivem většího objemu hydromotoru 100/63-330 se prodloužila doba zdvihu, kterou bylo potřeba zkrátit. Proto jsem zvolil kompromis v podobě hydromotoru 80/50-330, u kterého byl dosažen o 1 sekundu rychlejší čas zdvihu než u původního stavu a přitom přijatelné kmitání obr. 8.15. Uzel zatěžkávacích desek obsahuje celkem 6 hydromotorů. Některé z nich mají i delší dobu zdvihu, kde by se zrychlení projevilo ještě více. Z výsledku můžeme předpokládat 2 sekundy úspory na jednom hydromotoru, což vyhovuje zadaným požadavkům.

Další optimalizace by spočívala v numerickém modelování dynamiky hydraulického obvodu pro přiblížení proporcionálních rozváděčů a celého řízení směrem k hydromotorům. Zkrátila by se tak délka potrubí mezi řízením a hydromotorem. Tím by se snížil objem hydraulické kapaliny mezi rozváděčem a hydromotorem. Tato kapalina je stlačitelná a působí na délce 35 metrů jako pružina. Snižuje tak tuhost hydraulického obvodu.

Závěrem lze říci, že numerickou simulací byl potvrzen vliv velikosti HM na amplitudu kmitu polohy pístu při zasunutí do koncové polohy. Tato simulace může být užitečnou pomocí konstruktérovi při případné rekonstrukci obvodu, za účelem zkrácení doby cyklu.

10 Seznam použité literatury

- [1.] Beater, P. *Entwurf hydraulischer Maschinen: Modellbildung, Stabilitätsanalyse und Simulation hydrostatischer Antriebe und Steuerungen*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 1999. 259 s. ISBN 3-540-65444-5.
- [2.] Mannesmann Rexroth. *Příručka hydrauliky, svazek 2, Proporcionální technika a servotechnika*. 1986. 362 s. ISBN 3-8023-0898-0
- [3.] Kozubková, M. *Dynamika hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. 100 s. Elektronické skriptum: <http://www.338.vsb.cz/seznam.htm>
- [4.] Šeděnka, L., *Simulace frekvenčních charakteristik potrubí*. Diplomová práce. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 86 s
- [5.] Nepraž, V.; Nevrlý, J.; Peňáz, V.; Třetina, K. *Modelování systémů s hydraulickými mechanizmy*. Brno: Bosch Rexroth s.r.o., 2002, 173 s. ISBN 80-214-2187-8.
- [6.] Noskievič, P. *Modelování a identifikace systému*. Ostrava: Montanex a.s. 1999. 276 s. ISBN 80-7225-030-2.
- [7.] Noskievič, J. *Dynamika tekutinových mechanizmu*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava 1995. 172 s. ISBN 90-7078-297-8.
- [8.] Paliková, B. *Dynamické vlastnosti obvodu s dlouhým potrubím*. Diplomová práce. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 73 s.
- [9.] Pavlok, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 1*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. 156 s. ISBN 80-248-0857-9.
- [10.] Pavlok, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
- [11.] THE MATH WORKS, Inc., 3 Apple Hill Drive Natick, MA 01760-2098, USA. [I] SimHydraulics For Use with Simulink
- [12.] Hružík, L.; Kozubková, M. *Dynamika tekutinových mechanizmů – návody do cvičení*. VŠB – TU Ostrava, 2006, 82 s. Elektronické skriptum: <http://www.338.vsb.cz/seznam.htm>
- [13.] Kozubková, M. *Aplikovaná mechanika tekutin*. VŠB – TU Ostrava, 2003, 98 s. Elektronické skriptum: <http://www.338.vsb.cz/seznam.htm>
- [14.] Zymák, V. *Dynamika pulsujícího průtoku (Teorie, měření, aplikace, zkušenosti)*. Brno: PC-DIR Brno, 1994. 210 s. ISBN 80-85895-00-5.
- [15.] Kopecký, T. *Simulace dynamických charakteristik hydraulického obvodu*. Diplomová práce. Ostrava, VŠB – TU Ostrava, 2005, 73 s

- [16.] Šmejkal, L., *Čtení o systému Matlab*.
<http://www.automatizace.cz/article.php?a=2011>
- [17.] Bittner, K., SimHydraulics – *Modelování hydraulických systémů v programu Simulink*. <http://www.automatizace.cz/article.php?a=1228>
- [18.] MATLAB User's Guide. The Mathworks, Inc., USA, <http://www.mathworks.com>
- [19.] Firemní dokumentace firem: Hytos, Bosch Rexroth, Hydac, Hydraulics, Sun Hydraulic, Stauff, ŽDB.

11 Seznam příloh

Příloha A – Popis vybraných prvků z knihovny SimHydraulics

Příloha B – Subsystémy simulačního modelu

Příloha C – Naměřená data, Nosný rám zatěžkávacích desek